

DLR – IB 435 – 2006/6 (2006)

**Gestaltung und Auslegung eines montierbaren
Einsatzes zur Druckmessung an der heißen
Oberfläche eines Wiedereintrittsfahrzeuges**

Markus Selzer

Institut für Bauweisen-
und Konstruktionsforschung
DLR Stuttgart

Institut für Raumfahrtssysteme
Universität Stuttgart

Stuttgart, 03.03.2006

Institutsdirektor:

.....
Dr. H. Voggenreiter

Abteilungsleiter:

.....
Dr.-Ing. H. Hald

Betreuer:

.....
Dipl.-Ing. Thomas Reimer

Bearbeiter:

.....
Markus Selzer

**Diplomarbeit**

für cand. aer. Markus Selzer

Gestaltung und Auslegung eines montierbaren Einsatzes zur Druckmessung an der heißen Oberfläche eines Wiedereintrittsfahrzeuges

Ein sogenanntes Flush Air Data System (FADS) wird in Wiedereintrittsfahrzeugen benutzt um ohne Störungen der Oberflächenkontur des Fahrzeuges den aerodynamischen Druck an der Fahrzeugaußen-seite zu messen. Durch eine geeignete Anordnung von mehreren Messstellen insbesondere im Stau-punktsbereich kann über entsprechende Algorithmen die relative Lage des Fahrzeuges zur Anströmung sowie die Änderung dieser Lage ermittelt werden. Diese Informationen können dann zusätzlich zu denen aus anderen Systemen zur Steuerung des Fahrzeuges herangezogen werden. In Kombination mit anderen aerothermodynamischen Sensorsystemen lassen sich weitere Informationen beispielsweise über die lo-kalen spezifischen Enthalpien der Eintrittstrajektorie gewinnen.

Ein FADS wurde in der Vergangenheit z.B. beim Space Shuttle eingesetzt und wurde auch beim Bau der X-38 vorgesehen. Die exponierte Lage der Systemkomponenten im heißen Bereich der Fahrzeuge stellt extreme Anforderungen an die Technologie und verlangt den Einsatz von hochtemperaturbeständigen Materialien. Das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Stuttgart hat in der Entwicklung der Nasenkappe für die X-38 die Komponenten für das dort eingesetzte System deshalb in wesentlichen Teilen aus dem faserkeramischen Werkstoff C/C-SiC hergestellt. Das System war teilweise integraler, nicht demontierbarer Bestandteil der eigentlichen Nasenkappe. Für zukünftige Fahrzeuge wird ein voll-ständig montierbares und auch wieder demontierbares System gewünscht, wodurch die Auswirkungen auf die Herstellung der eigentlichen Strukturbauteile im Heißbereich minimiert werden sollen.

Die Aufgabe der Arbeit besteht darin, für ein solches montierbares System ein Konzept zu entwickeln und in eine herstellbare Konstruktion umzusetzen. Ein wesentlicher Aspekt soll auch die Bearbeitung der Problematik der Druck-Weiterleitung in das Fahrzeuginnere sein, wo sich der eigentlichen Sensor befindet. Hierbei muß berücksichtigt werden, daß ein Übergang von der Faserkeramik auf ein metalli-sches Rohr stattfindet und daß eine Analyse des Meßsystems angesichts typischer Trajektorien erforderlich. Diese Analyse der Gesamtübertragung des Meßsystems schließt die Ermittlung der Ansprechzeit des Systems mit ein. Weiterhin soll das Konzept durch thermische Analysen mittels der Finite-Elemente-Methode abgesichert und ausgelegt sein.

Es soll ein Demonstrator des entwickelten Konzeptes hergestellt werden und in einer Versuchsanlage einem thermischen Test unterzogen werden. Es ist ein Bericht über die durchgeführten Arbeiten zu er-stellen und es soll eine Literatur-Recherche durchgeführt werden.

Aufgabenstellung:

Die Arbeit umfaßt folgende Arbeitspunkte:

- *Literaturrecherche,*
- *Erstellung des montierbaren FADS Sensorkonzeptes und dessen Konstruktion,*
- *Analyse der Meßleitung und der Meßgrößenübertragung (Druckbereich, Ansprechzeit, Meßraten),*
- *Thermalanalyse des Sensorsystems,*
- *Aufbau eines Demonstrators,*
- *Test des Demonstrators.*

Betreuerin: Prof. Dr.-Ing. habil. M. Auweter-Kurtz (IRS)

Mitbetreuer: Dr.-Ing. G. Herdrich (IRS), Dipl.-Ing. Th. Reimer (DLR Stuttgart)

Ausgabe: 01.07.2005

Abgabe:

Hiermit erkläre ich an Eides Statt, dass ich die vorliegende Arbeit nur mit den angegebenen Hilfsmitteln, und ohne unerlaubte fremde Hilfe selbständig angefertigt und verfasst habe.

Stuttgart, 03.03.2006

Markus Selzer

Kurzfassung

Für Wiedereintrittsfahrzeuge kann ein sogenanntes *Flush Air Data System (FADS)* zur Steuerung und Regelung verwendet werden, bei dem über Druckmessungen die benötigten Daten wie Steigrate, Anstellwinkel, Geschwindigkeit etc. während des Wiedereintritts in Echtzeit bestimmt werden können. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dafür ein C/C-SiC-Einsatz zur Druckweiterleitung ins Fahrzeuginnere entworfen, der an der heißen Oberfläche eines Wiedereintrittsfahrzeuges montiert wird. Da die Drucksensoren aus Platzmangel sowie der hohen auftretenden Temperaturen nicht direkt an der heißen Oberfläche oder dem C/C-SiC-Einsatz befestigt werden können, muss der Druck über Rohrleitungen zu den Sensoren im Fahrzeuginneren weitergeleitet werden. Für den Anschluss dieser Rohrleitungen an den Einsatz wurde eine Lösung konstruktiv entwickelt, die die unterschiedlichen Temperaturdehnungen von C/C-SiC und Metall ausgleicht und damit die Dichtheit der Verbindung über einen weiten Temperaturbereich sicherstellt. Um an der Verbindungsstelle die, durch das verwendete Inconel 600 gegebene, Maximaltemperatur von ca. 1000°C einzuhalten, wurden für den Einsatz Thermalanalysen in ANSYS durchgeführt. In diesen Thermalanalysen konnte zum Einen der erwartete Wärmestrom für den ballistischen Wiedereintritt der EXPERT-Kapsel, mit einem kurzen Maximum des Wärmestroms von über $1,4 \text{ MW/qm}$, und zum Anderen der Wärmestrom des auftriebsgestützten Wiedereintritts des bemannten Kliper-Flugkörpers, mit einem mehrere Minuten anhaltenden Maximum von ca. $0,8 \text{ MW/qm}$, genutzt werden. Mit den Ergebnissen dieser Analysen konnten die Abmessungen des Einsatzes hinsichtlich der Temperaturbeschränkung durch das Inconel 600 festgelegt werden. Für die Verbindung von C/C-SiC-Einsatz und Inconel 600 wurde ein Demonstrator entwickelt und in einer Vakuumkammer des DLR für Temperaturen bis 1000°C getestet. Dabei konnte das Funktionsprinzip des erarbeiteten Ansatzes verifiziert und, für die Beurteilung der Dichtheit, bei einem Vakuumdruck von 5 mbar eine temperaturabhängige Leckrate im Druckbereich bis 100 mbar bestimmt werden.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Gliederung	3
2. Wiedereintritt in die Atmosphäre	4
2.1. Belastungen beim Wiedereintritt	4
2.2. Aufbau eines Hitzeschutzschildes	7
3. Das Flush Air Data System	11
3.1. Herkömmliche Bestimmung der Luftwerte	11
3.2. Funktionsweise des FADS	13
4. Konstruktion des Sensor-Einsatzes	16
4.1. Randbedingungen	16
4.2. Konzepte	17
4.2.1. Konzepte mit Gewinde	18
4.2.2. Konzept mit Bolzen und Klammer	21
4.3. Ausarbeitung des ausgewählten Konzeptes	21
4.3.1. Fixierung des Einsatzes	22
4.3.2. Die C/C-SiC-Inconel-Verschraubung	27
4.3.3. Der fertige Einsatz	31
5. Thermalanalyse des FADS	32
5.1. Grundlagen der Thermalanalyse	32
5.2. Beschreibung der Thermalmodelle	35
5.3. Lastfälle	38
5.4. Ergebnisse der Thermalanalyse	38
5.4.1. Berechnungen für Kliper	38
5.4.2. Berechnungen für EXPERT	41
6. Analyse der Messleitung	43
6.1. Grundlagen	43
6.1.1. Die verschiedenen Strömungsbereiche	43
6.1.2. Dynamische Viskosität	44
6.2. Einflussgrößen für die Signalverzögerung	45
6.3. Verzögerung der Messung bei zeitabhängiger Druckänderung	49
6.4. Weiterführende Literatur über Resonanzprobleme bei der Druckmessung	50

7. Test der C/C-SiC-Inconel -Verschraubung	52
7.1. Die Indutherm-Versuchsanlage	52
7.2. Bestimmung der Leckrate	53
7.3. Messinstrumente und Fehlerrechnung	53
7.4. Versuchsaufbau und Ablauf	56
7.5. Ergebnisse der Tests	59
8. Fazit und Ausblick	63
8.1. Montage des Einsatzes an der Hülle	63
8.2. Die C/C-SiC-Inconel-Verschraubung	63
Literaturverzeichnis	65
Anhang	
A. Überprüfung der Hülsenspannung in ANSYS	68
B. Technische Zeichnungen	69
C. Datenblätter	76

Abkürzungen

C/C-SiC	Kohlefaserverstärktes Siliziumkarbid
CAS	Calibrated AirSpeed
CEV	Crew Exploration Vehicle
CRV	Crew Return Vehicle
DIN	Deutsche Institut für Normung e.V.
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
ESA	European Space Agency
EXPERT	European eXPEimental Reentry Test-bed
FADS	Flush Air Data System
FEM	Finite Element Methode
HARV	High Alpha Research Vehicle
HI-FADS	High-angle-of-attack flush air data sensing
HTI	High temperature insulation
ICAO	International Civil Aviation Organisation
IEC	International Electrotechnical Commission
IFI	Internal Flexible Insulation
IRS	Institut für Raumfahrtsysteme der Universität Stuttgart
ISS	International Space Station
RFK	RaumFlugKörper
SiC	Siliziumkarbid
TAS	True AirSpeed
TPS	Thermal Protection System

Symbole

Formelzeichen

α	Ausdehnungskoeffizient	$\left[\frac{1}{K}\right]$
α_e	lokaler Anstellwinkel	$[\circ]$
\bar{l}	mittlere freie Weglänge	$[m]$
β_e	lokaler Schiebewinkel	$[\circ]$
Δl	Längung	$[mm]$
\dot{Q}	Wärmestrom auf Fahrzeughülle	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$
ε	Emissivität	$[-]$
ε	Kalibrierfaktor	$[-]$
γ	Isentropenkoeffizient für Luft	$[-]$
λ	Verzögerungskonstante	$[s]$
λ	Wärmeleitkoeffizient	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
μ	dynamische Viskosität	$\left[\frac{N \cdot s}{m^2}\right]$
Φ_i, λ_i	Winkelpositionen des Messpunktes i	$[\circ]$
ρ	Dichte der Luft	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
σ	Spannung im Bauteil	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
σ	Teilchendurchmesser im Modell der starren Kugeln	$[m]$
Θ_i	Winkel zwischen Normale und Anströmung am Messpunkt i	$[\circ]$
a	Schallgeschwindigkeit in Luft	$\left[\frac{m}{s}\right]$
A	Auftriebskraft	$[N]$
A	Querschnittsfläche	$[mm^2]$
C	Korrelationsfunktion	$[-]$

C_A	Auftriebsbeiwert	$[-]$
C_p	Druckbeiwert = $\frac{p_\infty - p}{q_\infty}$	$[-]$
C_W	Widerstandsbeiwert	$[-]$
C_{p0}	Druckbeiwert im Staupunkt	$[-]$
d	Durchmesser	$[m]$
E	E-Modul	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
F	Kraft	$[N]$
h_w	Enthalpie an der Wand	$[J]$
h_{0e}	Totalenthalpie am Grenzschichtrand	$[J]$
l	Länge	$[m]$
L	Länge	$[mm]$
L	charakteristische makroskopische Größe	$[m]$
m	Masse des Raumflugkörpers	$[kg]$
M	Machzahl	$[-]$
n	Lastvielfaches	$[g]$
n	Teilchendichte	$\left[\frac{\text{Teilchen}}{m^3}\right]$
N, M	Modellparamter für die Berechnung des Wärmestroms	$[-]$
p	statischer Druck	$[Pa]$
p_i	gemessener Druck an Messpunkt i	$[Pa]$
p_t	Totaldruck	$[Pa]$
q	dynamischer Druck	$[Pa]$
q_m	Massenstrom durch ein Leck (\dot{m})	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
q_{pV}	pV – Stromstärke durch ein Leck	$\left[\frac{mbar \cdot Liter}{s}\right]$
R_a	Aussenradius der Struktur in der Nasenkappe	$[m]$
R_e	Reynoldszahl	$[-]$
R_i	Innenradius der Struktur in der Nasenkappe	$[m]$

R_N	Nasenradius	$[m]$
t	Zeit	$[s]$
T	Temperatur	$[K]$
u	Strömungsgeschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s}\right]$
V	Strömungsgeschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s}\right]$
V	Volumen	$[m^3]$
V_d	Volumenverdrängung im Manometer	$[m^3]$
W	Widerstandskraft	$[N]$

Indizes

0	Position am Sensor
1	Position an der Messstelle
∞	Zustand in der freien Strömung
c	Zustand nach Kompression
H	Hülse
N	Nord-Lock
S	Schraube

Konstanten

π	Kreiszahl = 3,1415...
\mathfrak{R}	Universelle Gaskonstante = $8,314 \frac{J}{mol \cdot K}$
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante = $5,6697 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$
k	Boltzmann-Konstante = $1,38066E-23 \frac{J}{K}$

1. Einleitung

Nach einer Zeit der Stagnation hat sich die Entwicklung der Raumfahrt in den letzten Jahren wieder beschleunigt. Über 40 Jahre nachdem die Sowjetunion und dann die USA es geschafft haben, einen Menschen in eine Umlaufbahn zu bringen, gelang dies 2005 als erst dritter Nation der Volksrepublik China. Mittelfristig sieht das Raumfahrtprogramm Chinas auch Flüge zum Mond und bemannte Raumstationen im Erdorbit vor und auch die USA und Russland planen in den nächsten 20 Jahren wieder bemannte Flüge zum Mond, die Errichtung einer Mondbasis und sogar bemannte Flüge zum Mars. Sogar die Privatwirtschaft hat in den letzten Jahren große Fortschritte gemacht und will schon in den nächsten Jahren Touristenflüge an die Grenze des Weltraums anbieten. Neben diesen bemannten Programmen hat sich auch der Wettbewerb bei den Satellitenstarts mit dem Markteintritt von Ländern wie China, Indien oder Japan intensiviert. Um die großen bemannten Raumfahrtprogramme verwirklichen und im Wettbewerb bei den Satellitenstarts bestehen zu können, müssen die Kosten der Raumfahrt in Zukunft deutlich gesenkt werden. Ein großer Teil dieser Kosten entsteht schon auf den ersten 100 Kilometern, nämlich bei der Beförderung einer Nutzlast in den Erdorbit. Momentan ist die billigste Möglichkeit hierfür die Nutzung von Verlustträgern, nur einmal verwendbaren Raketen wie der europäischen Ariane. Der Grund für die eingeschränkte Nutzbarkeit liegt zum großen Teil in den extremen Bedingungen, denen ein Körper bei der Rückführung aus dem Orbit in die Atmosphäre ausgesetzt ist, bei der extrem hohe Temperaturen und Beschleunigungen auftreten. Um den Verlust der Rakete bei jeder Mission zu vermeiden und die Kosten für den Zugang zum Erdorbit weiter zu senken, ist es wünschenswert, ein wiederverwendbares Thermalschutzsystem (TPS) zu entwickeln, daß diesen Bedingungen widersteht und den Flugkörper vor den Belastungen beim Wiedereintritt schützt. Das bislang einzige mit diesem Ziel entwickelte und im Einsatz befindliche System, ist das des amerikanischen Space Shuttle. Zusätzlich wollte man mit dem Space Shuttle ein System entwickeln, mit dem gleichzeitig Menschen und Fracht in eine Umlaufbahn befördert werden können. Die dafür notwendige erhöhte Komplexität für die Lebenserhaltung und ein äußerst wartungsaufwändiges TPS führten dann dazu, daß der Betrieb des Shuttles sehr viel teurer wurde, als man sich ursprünglich erhofft hatte. Technische Fortschritte zusammen mit einer größeren Spezialisierung der Raumflugkörper (RFK) für bemannte Missionen einer-, sowie reine Frachtmissionen andererseits, versprechen hier ein großes Kostenreduktionspotential. Entwicklungen für bemannte Missionen laufen hierzu momentan in Amerika mit dem Crew Exploration Vehicle (CEV) oder in Russland mit dem Soyuz-Nachfolger Kliper, während für Frachtmissionen in Europa der Phoenix entwickelt wird. Zusätzlich laufen in Europa Forschungsprogramme um die Bedingungen beim Wiedereintritt genauer als bisher verstehen und simulieren zu können. Ein wichtiger Punkt eines solchen wiederverwendbaren Systems besteht in der Lenkung und Regelung des RFK, um einerseits eine punktgenaue Landung auf einer Landebahn zu ermöglichen, und andererseits über eine Re-

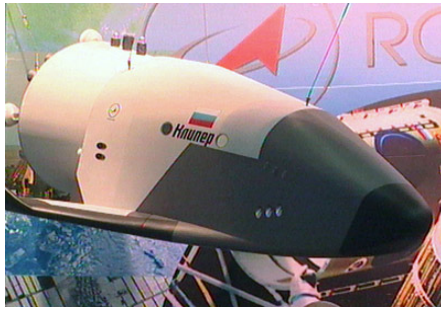


Abbildung 1.1.: Kliper Mock-up auf der Le Bourget Air Show; Photo: ESA

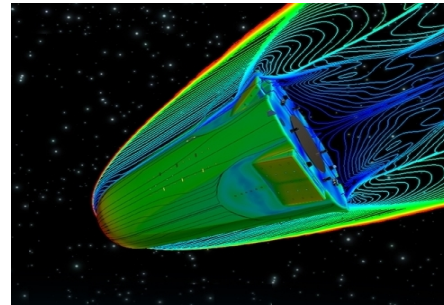


Abbildung 1.2.: geplante EXPERT-Kapsel der ESA; Quelle: IRS

gelung die maximale Belastung beim Wiedereintritt zu beeinflussen. Für die Regelung jedes Flugkörpers müssen Daten über die Aussenströmung vorhanden sein, weshalb Sensoren entwickelt werden müssen, die auch bei den extremen Bedingungen des Wiedereintritts eine Messung der Strömung um den RFK ermöglichen. Ein solches System stellt das Flush Air Data System (FADS) dar. Mit diesem System sollen die für die Regelung eines Flugkörpers benötigten Daten aus der Verteilung des Druckes um den Rumpf des Flugkörpers gewonnen und somit die Regelung und Steuerung des Flugkörpers ermöglicht werden. Ein solches System wurde für einen RFK erstmals auf dem Space Shuttle erprobt ([1]) und war auch für das Crew Return Vehicle (CRV), das geplante Rettungsboot für die internationale Raumstation ISS, vorgesehen. Der Erprobungsträger für das CRV war die X-38, dessen Nasenkappe vom Institut für Bauweisen- und Konstruktionsforschung des DLR gefertigt wurde. Als Material wurde dabei ein ebenfalls an diesem Institut entwickelter C/C-SiC Werkstoff genutzt. In die Nasenkappe wurden die für das FADS-System notwendigen Druckbohrungen integriert und die komplette Nasenkappe für den Einsatz qualifiziert sowie ausgeliefert. Leider wurde aus Kostengründen das CRV-Projekt eingestellt, bevor es bei einem echten Wiedereintritt getestet werden konnte. Wegen der extremen und lang anhaltenden thermischen Belastung der Nasenkappe beim Wiedereintritt konnten die Einsätze zur Druckleitung nicht, wie z.B. bei EXPERT geplant, aus Metallen, sondern mussten für die X-38 ebenfalls aus C/C-SiC gefertigt werden, an die dann metallische Rohrleitungen angeschlossen wurden. Diese Einsätze waren teilweise integraler Bestandteil der Hülle, was die Fertigung der ohnehin schon aufwändigen Nasenkappe weiter verkomplizierte. Der Anschluss des metallischen Rohres an den C/C-SiC-Einsatz wurde über eine Hartlötverbindung realisiert, die damit nur unter großem Aufwand wieder demontierbar gewesen wäre, was ein Beschädigung während der Montage zu einem großen Problem macht. Zusätzlich erwies sich auch die Montage des Einsatzes an der Nasenkappe als sehr aufwändig, weshalb hier eine einfachere und schnellere Montagemöglichkeit gesucht wird. Ziel dieser Arbeit war es hierfür Konzepte zu liefern und nach Möglichkeit zu testen.

Als Referenzmissionen konnten in dieser Arbeit Daten für den Wiedereintritt von Kliper sowie EXPERT verwendet werden. Ein Foto eines Mock-ups von Kliper ist in Abbildung 1.1, die geplante EXPERT-Kapsel ist in Abbildung 1.2 zu sehen. Kliper ist ein von Russland ge-

plant, bemanntes RFK als Nachfolger für die Soyuz-Kapseln. Dabei ist allerdings noch nicht geklärt, ob es ein geflügeltes oder ein zwar auftriebsgestütztes, aber ungeflügeltes, RFK werden soll. Nach Möglichkeit will Russland dieses RFK in internationaler Kooperation verwirklichen, wobei bis jetzt verschiedene Stellen, darunter auch die ESA, ihr Interesse bekundet haben aber noch keine Verträge abgeschlossen sind. Ein wesentlicher Bestandteil der Wiedereintrittsforschung in Europa ist das EXPERT-Programm. In diesem von der ESA durchgeführten Programm sind reale, ballistische Wiedereintritte mit Forschungskapseln geplant, bei denen die Bedingungen beim Wiedereintritt gemessen werden sollen. Damit wären in Europa erstmals hochwertige Daten vorhanden, mit denen die vorhandenen Simulationsprogramme verfeinert, Windkanal-Daten verifiziert und damit zukünftige RFK besser entwickelt werden können. Dafür ist die EXPERT-Kapsel mit verschiedensten Sensoren ausgestattet, die über den kompletten Bereich von strömungsmechanischen Phänomenen, über Untersuchungen zur Katalyzität und der chemischen Zusammensetzung der Grenzschicht bis hin zu Untersuchungen über das Black-Out Phänomen Daten liefern sollen. Eine ausführlichere Beschreibung der EXPERT-Kapsel und seiner Sensoren kann [2] entnommen werden. Damit konnten mit dem auftriebsgestützten Wiedereintritt von Kliper sowie dem ballistischen Wiedereintritt von EXPERT zwei Datensätze für die Thermalanalyse verwendet werden, aus denen sich sehr unterschiedliche thermische Belastungen ergeben.

1.1. Gliederung

Im zweiten Kapitel dieser Arbeit wird zunächst eine Einführung in die Belastungen gegeben, denen ein RFK beim Wiedereintritt in die Atmosphäre ausgesetzt ist und ein kurzer Überblick über verschiedene Konzepte für den Schutz vor diesen Belastungen vorgestellt. Im darauf folgenden Kapitel wird dann die Funktionsweise eines FADS näher beschrieben, bevor im vierten Kapitel ein Vorschlag für einen FADS-Einsatz entwickelt wird. Für diesen FADS-Einsatz wird dann im fünften Kapitel eine Thermalanalyse für zwei verschiedene Missionen durchgeführt und damit die Maße des Einsatzes und die sich daraus ergebenden Temperaturen an den metallischen Rohren festgelegt. Das sechste Kapitel befasst sich dann kurz mit den Problemen, die sich bei der Messung eines Druckes und seiner Weiterleitung in Rohrleitungen ergeben und die beim Design eines FADS unbedingt berücksichtigt werden müssen. Für die Montage der metallischen Rohre wurde ein Testaufbau erarbeitet. Die dazugehörigen Versuche sind in Kapitel 7 beschrieben und ausgewertet. Das letzte Kapitel gibt dann einen Überblick über weitere Entwicklungen, die mit den Ergebnissen dieser Arbeit sinnvoll erscheinen.

2. Wiedereintritt in die Atmosphäre

Wenn RFK in die Atmosphäre eines Planeten eintreten, werden sie dabei hohen strukturellen wie thermischen Lasten ausgesetzt. Bei der Rückführung von Material und/oder Menschen muss der RFK daher dafür ausgelegt sein, die Nutzlast vor diesen hohen Belastungen zu schützen. In diesem Kapitel soll zunächst eine kurze Einführung in die Belastungen beim Wiedereintritt gegeben werden. Zur Verdeutlichung werden simulierte Daten für die EXPERT-Kapsel sowie den Kliper-RFK angeführt. Die für die Diagramme verwendeten Daten von Kliper entstammen hierbei Berechnungen für eine ungeflügelte Version des Kliper. Zum Abschluss des Kapitels werden dann noch kurz verschiedene Konzepte für den Schutz des RFK vor den auftretenden Wärmelasten vorgestellt.

2.1. Belastungen beim Wiedereintritt

Bei dem Wiedereintritt von RFK in die Erdatmosphäre müssen diese von den hohen orbitalen Geschwindigkeiten zum Stillstand bei der Landung gebracht werden. Die einzige praktikable Möglichkeit dafür besteht darin, den Luftwiderstand zum Abbremsen zu nutzen. Dabei wird die kinetische Energie des RFK durch Reibung in der Atmosphäre abgebaut, was im Gegenzug natürlich eine hohe thermische wie strukturelle Belastung des RFK bedeutet. Die thermische Belastung kann dabei nach [3] allgemein durch ein Modell der Form

$$\dot{Q} = C \cdot \rho^N \cdot v^M \quad (2.1)$$

beschrieben werden. Dabei sind in Gleichung (2.1) \dot{Q} der Wärmestrom, ρ die Dichte der Atmosphäre und v die Geschwindigkeit des RFK. N und M sind Korrelationskoeffizienten und C eine Funktion, die für laminare oder turbulente Strömungen sowie für den Staupunkt gesondert gewählt werden. Für Luft gilt dabei im Staupunkt

$$\begin{aligned} N &= 0,5 & M &= 3 \\ C &= 1,83 \cdot 10^{-4} \cdot R_N^{-\frac{1}{2}} \cdot \left(1 - \frac{h_w}{h_{0e}}\right) \end{aligned} \quad (2.2)$$

R_N ist dabei der Nasenradius, h_w die Enthalpie an der Wand sowie h_{0e} die Totalenthalpie am Grenzschichtrand. Zu erwähnen ist hier noch, daß eine solche Korrelation natürlich nicht alle Einflüsse berücksichtigen kann, weshalb sie nur für den Vergleich unterschiedlicher Flugbahnen genutzt wird. Für die eigentliche Endauslegung des TPS werden noch umfangreiche Analysen angefertigt, die dann auch die Einflüsse von z.B. Strömungsablösung, Wirbel oder die Katalyzität der Oberfläche berücksichtigen. Die Katalyzität der Oberfläche ist wichtig, da eine

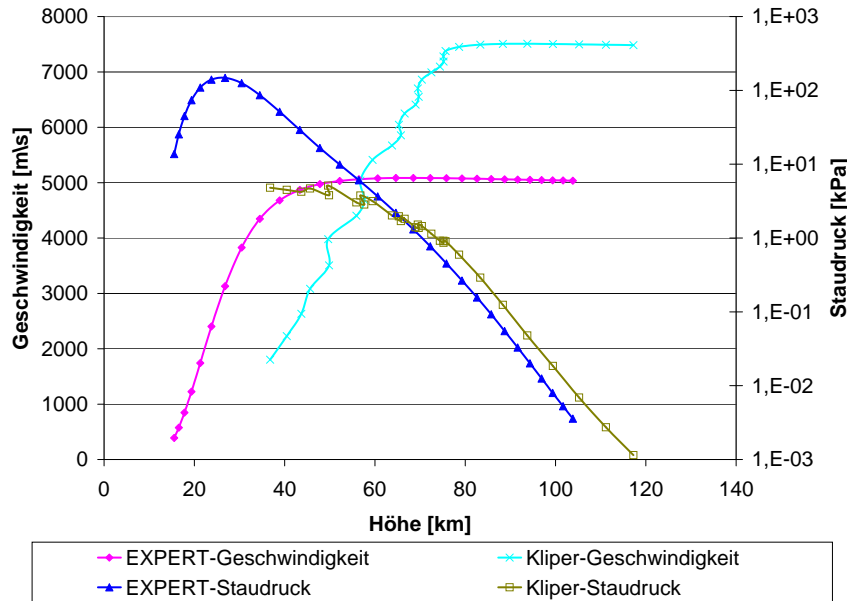


Abbildung 2.1.: Geschwindigkeits- und Staudruckprofil von EXPERT und Kliper

hohe Katalyzität zur Rekombination von dissoziiertem Stick- oder Sauerstoff führt, wobei die Dissoziationsenergie als Wärme wieder abgegeben wird. Daher wird eine möglichst geringe Katalyzität der Oberfläche angestrebt. Als Größe für die mechanische Belastung wird das Lastvielfache n genutzt. Es gibt die Beschleunigung des RFK als Vielfaches der Erdbeschleunigung an. Es kann durch

$$n = \frac{\sqrt{A^2 + W^2}}{m} \quad (2.3)$$

mit A und W als Auftriebs- bzw. Widerstandskraft definiert durch

$$A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_A \cdot S \quad (2.4)$$

$$W = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_W \cdot S \quad (2.5)$$

angegeben werden. In Gleichung (2.3) steht m für die Fahrzeugmasse. S ist die aerodynamisch wirksame Querschnittsfläche des RFK. C_A und C_W sind der Auftriebs- und der Widerstandsbeiwert. Wie den Gleichungen entnommen werden kann, hängt die Belastung von der Geschwindigkeit des RFK und der Dichte der Umgebung ab. Diese beiden Parameter sind dabei stark abhängig von der Fahrzeugkonfiguration, die man in 3 verschiedene Konfigurationen einteilen kann:

2. Wiedereintritt in die Atmosphäre

- Rein ballistische,
- semi-ballistische, sowie
- geflügelte Konzepte.

Zur Verdeutlichung des Einflusses der verschiedenen Konfigurationen auf die Lasten beim Wiedereintritt, sind in Abbildung 2.1 die Geschwindigkeiten sowie der Staudruck für den rein ballistischen Eintritt der EXPERT-Kapsel, sowie den auftriebsgestützten, semiballistischen Eintritt des Kliper-RFKs zu sehen. Deutlich zu sehen ist, daß die EXPERT-Kapsel nahezu ungebremst die höheren Luftschichten durchfliegt und so mit sehr viel höheren Geschwindigkeiten in die dichteren Luftschichten eindringt. Im Gegenzug führt das dann zu den größeren Maximallasten wie in Abbildung 2.2 zu sehen. Die Kliper-Konfiguration kann dagegen schon in Gebieten geringerer Dichte mehr Geschwindigkeit abbauen und ist somit geringeren Maximallasten ausgesetzt. Die rein ballistischen Konzepte sind die einfachsten und bestehen aus einer Kapsel, bei der die einzige wirksame aerodynamische Kraft die Reibung ist. Es besteht hier also keine Möglichkeit der Steuerung nach dem Wiedereintritt über Luftkräfte, sodaß die Belastungen durch die Wiedereintrittsbedingungen festgelegt sind. Beispiele für solche rein ballistischen Kapseln sind neben EXPERT die Experimentierplattformen Foton sowie EXPRESS. Die semi-ballistischen Konzepte erzeugen schon einen Auftrieb und können somit über aerodynamisch wirksame Flächen auch gesteuert und geregelt werden. Ausserdem können die Lasten durch die aufwendige Regelung gesteuert werden, was in den Abbildungen 2.1 und 2.2 an den schwankenden Kurven für Kliper zu sehen ist. Ausser der ungeflügelten Version des Kliper wären hier beispielsweise die amerikanischen Apollokapseln sowie die russische Soyuz zu nennen. Das aufwendigste Konzept sieht einen geflügelten RFK vor. Er besitzt damit eine hohe Gleitzahl $\frac{A}{W} \geq 0,75$ und muss aktiv geregelt werden. Durch die Flügel sowie die komplexe Lageregelung haben sie zwar Nachteile bezüglich ihrer Masse sowie ihrer Kosten, dafür bieten sie jedoch die größte Missionsflexibilität hinsichtlich Rückkehrfenster und nur mit Ihnen ist eine punktgenaue Landung möglich. Kosten für eine mögliche Bergung entfallen somit. Das US-amerikanische Shuttle ist das einzige geflügelte System, welches im regulären Einsatzbetrieb ist. Weitere Projekte wie der Venture Star als Shuttlenachfolger oder das CRV als Rettungsboot für die internationale Raumstation wurden nicht zu Ende entwickelt. Bei allen auftriebsgestützten Konzepten wirkt als zusätzliche Luftkraft zum Widerstand noch der Auftrieb. Ausser der Möglichkeit einer Steuerung kann mit diesem Auftrieb der RFK schon in größeren Höhen mehr Geschwindigkeit abbauen und ist daher insgesamt kleineren Maximallasten ausgesetzt. Allerdings ist damit die Zeitdauer der Belastung bei diesen RFK sehr viel länger, sodaß größere integrale Lasten, definiert nach Gleichung (2.6), auftreten.

$$Q = \int_0^T \dot{Q} dt \quad (2.6)$$

In Abbildung 2.2 sind die berechneten Wärmeströme und das Lastvielfache für Kliper sowie EXPERT aufgeführt. Gut sichtbar sind die unterschiedlichen Belastungsprofile, mit kurzen, extremen Lastspitzen bei der EXPERT-Kapsel, sowie mäßiger, aber lang anhaltender Belastung

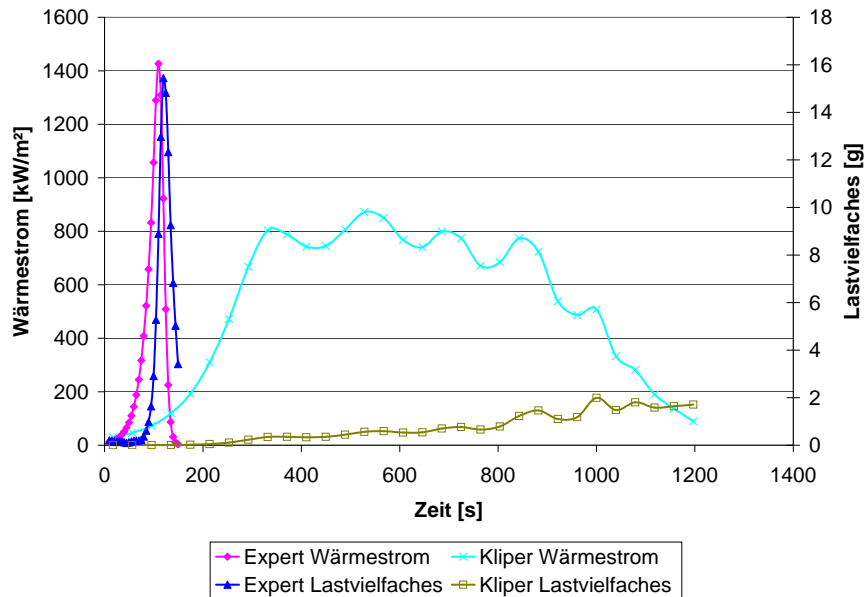


Abbildung 2.2.: Teilkatalytische Lasten beim Wiedereintritt von EXPERT und Klipper

bei Klipper. Um mit diesen Wärmeströmen die an der Fahrzeugoberfläche entstehende Temperatur abschätzen zu können, kann die sogenannte Gleichgewichtstemperatur herangezogen werden. Dabei wird eine adiabate Wand vorausgesetzt, sodaß die komplette aufgenommene Wärme über Strahlung nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz

$$\dot{Q} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot T_w^4 \quad (2.7)$$

abgegeben wird. In Gleichung (2.7) steht σ für die Stefan-Boltzmann-Konstante, ε ist die Emissivität. Mit ihr ergeben sich bei den maximalen Wärmelasten für EXPERT und Klipper aus Abbildung 2.2 und einem Emissionskoeffizienten ε von 0,85 für C/C-SiC, für EXPERT eine Temperatur von ca. 2300 K, für Klipper eine Temperatur von ca. 1850 K. Die Wärmeströme aus Abbildung 2.2 sind dabei für eine teilkatalytische Oberfläche berechnet. Noch zu erwähnen ist, daß EXPERT eine suborbitale Kapsel ist und daher mit einer Eintrittsgeschwindigkeit von ca. $5 \frac{\text{km}}{\text{s}}$ langsamer ist als Klipper mit einer geplanten Eintrittsgeschwindigkeit von ca. $7,5 \frac{\text{km}}{\text{s}}$. Bei höheren Eintrittsgeschwindigkeiten einer Kapsel entstehen noch höhere Temperaturen als hier für EXPERT angegeben. Um den RFK vor Überhitzung zu schützen, muss er wegen dieser hohen Temperaturen mit einem TPS versehen werden.

2.2. Aufbau eines Hitzeschutzschildes

Grundsätzlich besteht die Aufgabe eines TPS darin, den RFK vor Überhitzung zu schützen. Dafür muss er einerseits selbst die beschriebenen Lasten aushalten und außerdem die Wär-

2. Wiedereintritt in die Atmosphäre

meileitung in die Struktur so gut wie möglich unterbinden. Eine Auflistung der geforderten Kriterien für einen Hitzeschutz wurde [4] entnommen:

- Das Material muss den aerodynamischen, den chemischen und den thermischen Lasten - evtl. gleichzeitig - standhalten.
- Die Masse des Hitzeschuttschildes sollte möglichst klein sein.
- Das System soll möglichst einfach, störunanfällig und preisgünstig sein.
- Heute wird vermehrt Wiederverwendbarkeit gefordert. Läßt sich dies nicht erreichen, muss auf einfache Wartbarkeit geachtet werden.

Das TPS wird auf die jeweiligen Missionsanforderungen speziell angepasst. Wenn keine Wiederverwendbarkeit gefordert, oder sie aufgrund der auftretenden Wärmelasten nicht möglich ist, wird eine einfache ablative Kühlung verwendet. Wenn Wiederverwendbarkeit gefordert ist, wird die Aussenseite entweder mit festen Materialien wie C/C-SiC oder Hochtemperaturlegierungen, oder auch mit leichteren Isolationsmatten aus SiO_2 oder Al_2O_3 verkleidet. Um das Gesamtsystem so leicht wie möglich bauen zu können, werden in Simulationen die zu erwartenden Wärmelasten ermittelt, und dann Art und Dicke des TPS an die jeweiligen Erfordernisse angepasst. Prinzipiell kann das TPS immer noch zusätzlich aktiv gekühlt werden. Dabei zirkuliert ein Kühlmittel innerhalb des TPS und führt die Wärme ab. Angedacht werden auch Möglichkeiten, über poröse Materialien eine Effusionskühlung zu erreichen. Dabei soll Kühlmittel durch die poröse Aussenhülle aus C/C-SiC diffundieren und so die Aussenseite kühlen. Aktive Kühlung ist jedoch aufwendiger und daher teurer und soll deswegen nur gezielt an den extrem stark belasteten Stellen eines TPS wie an der Nasenspitze oder an den Flügelkanten eingesetzt werden.

Die ablative Kühlung

Bei der ablativen Kühlung werden Materialien eingesetzt, die sich bei den hohen Temperaturen des Wiedereintritts an der Oberfläche verflüssigen und/oder verdampfen und dann von der Strömung mitgerissen werden. Durch diesen Phasenübergang kann schon eine große Wärmemenge aufgenommen werden. Zusätzlich reagiert das verdampfte Ablatormaterial auch noch in der Strömung, wodurch wiederum der Wärmestrom auf den RFK gesenkt wird. In den einfachsten Ausführungen besteht der Ablator einfach aus Graphit oder sogar Eichenholz [4]. Daher ist dieses System momentan das billigste und auch am meisten genutzte. Außerdem führen, wie im vorigen Kapitel angedeutet, die extrem hohen Wärmelasten bei ballistischen Wiedereintritten mit hohen Geschwindigkeiten zu so hohen Temperaturen, daß kein Material diese Temperaturen unbeschädigt aushält. Durch den Phasenwechsel des Ablatormaterials, bleibt die Temperatur an der Oberfläche auf die Ablatortemperatur begrenzt, und die maximal absorbierbare, integrierte Wärmemenge wird im Prinzip nur durch die Menge des Ablatormaterials begrenzt. Um einen sicheren Wiedereintritt zu gewährleisten, müssen die Ablatormaterialien zusätzlich einen möglichst gleichmäßigen Abbrand aufweisen. Der Nachteil dieses Konzeptes ist die nicht gegebene Wiederverwendbarkeit. Eingesetzt wurden ablative TPS

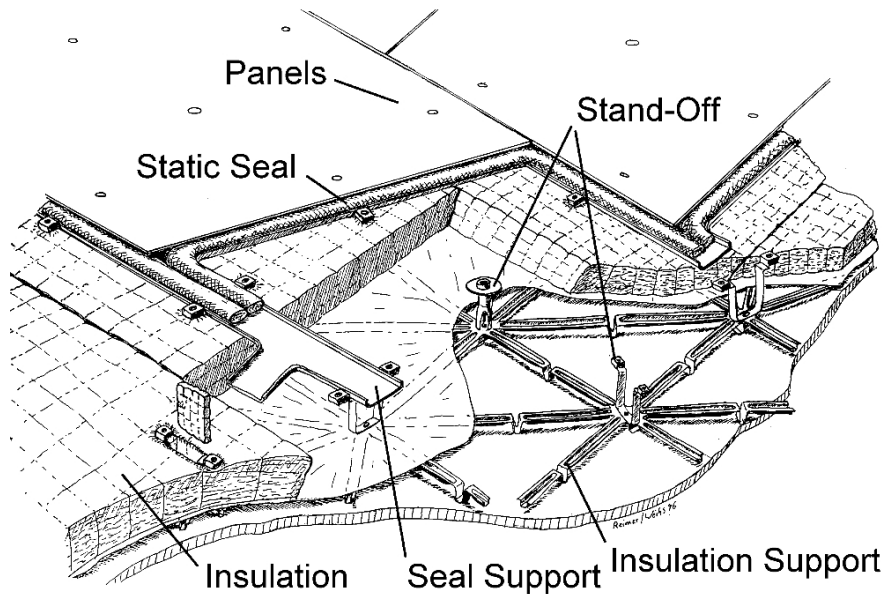


Abbildung 2.3.: Aufbau eines Thermal-Protection-System in Ständerbauweise; Quelle:DLR

außer bei rein ballistischen Wiedereintritten z.B. bei den amerikanischen Apollo-Missionen (<http://spaceflight.nasa.gov/history/apollo/>) und heute noch bei den russischen Soyuz-Kapseln (<http://www.russianspaceweb.com/soyuz.html>) sowie bei den chinesischen Shenzhou-Kapseln (<http://www.cnsa.gov.cn/>). Eine genauere Beschreibung von Ablatorhitzeschutzkonzepten kann [4] entnommen werden.

Die Strahlungskühlung

Bei der Strahlungskühlung wird die aufgenommene Wärme zum größten Teil durch Strahlung wieder abgegeben. Da die abgestrahlte Wärmemenge nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz aus Gleichung (2.7) in der vierten Potenz von der Temperatur abhängt, sind dafür möglichst hohe Temperaturen erwünscht. Deswegen muss für eine möglichst gute Isolation gesorgt werden, damit diese hohen Temperaturen entstehen können und gleichzeitig die Struktur vor diesen hohen Temperaturen geschützt wird. Für stark belastete Bereiche des RFK werden daher meist mehrere Isolationsschichten hintereinander genutzt. Ein solcher Hitzeschutz kann in Form eines TPS in Ständerbauweise erfolgen, dessen Aufbau schematisch in Abbildung 2.3 zu sehen ist. An der Struktur des RFK werden Ständer angebracht, auf denen Hitzeschutzkacheln in einem Abstand zur Struktur montiert werden. Für diese Hitzeschutzkacheln wird ein Material verwendet, welches die Forderungen nach ausreichender thermischer sowie struktureller Stabilität erfüllt. Zusätzlich ist für dieses Material noch ein hoher totaler Emissionsgrad von Vorteil, um die abgestrahlte Wärmemenge zu erhöhen. Zwischen die Hitzeschutzkacheln und die Struktur kommen je nach Bedarf mehrere Schichten Isoliermaterial. Diese werden entsprechend ihrer

maximalen Einsatztemperatur und den erwarteten Temperaturen angeordnet. Je kälter es in Richtung Struktur wird, desto eher können leichtere, aber weniger temperaturbeständige Isoliermaterialien eingesetzt werden. Ein Problem bei dieser Bauweise ist die Befestigung der Hitzeschutzkacheln an der Struktur. Die Bolzen und Ständer, mit denen die Hitzeschutzkachel an der Struktur befestigt ist, führen zu einer erhöhten Wärmeleitung in die Struktur, die berücksichtigt werden muss. Wenn für diese Bolzen andere Materialien verwendet werden als für die Hülle muss außerdem die unterschiedliche Temperaturdehnung bei der Haltbarkeit und Dichtigkeit der Verbindung berücksichtigt werden. Wenn als Hüllenmaterial aufgrund sehr hoher erwarteter Temperaturen von über ca. 1350°C nur noch keramische Werkstoffe in Betracht kommen, sollte als Material für die Bolzen nach Möglichkeit ebenfalls ein keramischer Werkstoff verwendet werden. Dafür wurde im Rahmen des Sonderforschungsbereiches 259 (SFB259), in dem Hochtemperatur-Probleme für wiederverwendbare Raumtransportsysteme untersucht wurden, am DLR ein Schraubniet aus C/C-SiC entwickelt, der in Kapitel 4 kurz vorgestellt wird. Die Vorteile der Strahlungskühlung liegen in der Wiederverwendbarkeit des RFKs, wovon man sich eine drastische Reduzierung der Kosten verspricht. Allerdings werden die Einsparpotentiale bei heutigen wiederverwendbaren TPS noch durch erhöhte Baukosten und eine aufwändige Wartung aufgebraucht, weshalb strahlungsgekühlte TPS heute noch teurer sind als die ablativen TPS. Um das Kostenreduktionspotential voll ausschöpfen zu können, sind daher noch umfangreiche Forschungs- und Entwicklungsarbeiten notwendig. An den Tragflächen bei geflügelten RFK müssen dagegen zwangsläufig strahlungsgekühlte TPS verwendet werden. Würden die Tragflächen ablativ gekühlt, würden sich die Gleiteigenschaften während des Wiedereintritts extrem verschlechtern und somit die Vorteile des geflügelten Konzeptes hinsichtlich Missionsflexibilität verloren gehen.

3. Das Flush Air Data System

Für die Steuerung und Regelung eines jeden Flugkörpers müssen dem System Daten über die Umgebung bekannt sein. Erst mit Hilfe dieser sogenannten Luftwerte kann der genaue Zustand des Flugkörpers bestimmt werden und erst damit ist eine Steuerung sowie Regelung möglich. Das *Flush Air Data System* (FADS) ist ein relativ neues System zur Gewinnung dieser Daten, da es einen größeren Rechneraufwand an Bord des Flugkörpers benötigt als herkömmliche Methoden. Es basiert auf der Messung des Druckes im Staupunktsbereich und einer rechnergestützten Lösung eines daraus gebildeten nichtlinearen Gleichungssystems in Echtzeit. Der erste echtzeitfähige Algorithmus für ein solches System wurde in den 80er Jahren im Rahmen des High Alpha Research Vehicle-Programms (HARV) der NASA entwickelt. Für den Wiedereintritt von RFK ist es von Vorteil, da hier eine Messung des Druckes über in die Strömung ragende Sonden wegen der großen Staupunkttemperatur nicht möglich ist. Die Vorteile dieses Systems im hohen Überschallbereich sowie bei hohen Anstellwinkeln, machen dieses System jedoch auch für andere Einsatzzwecke interessant. In diesem Kapitel sollen zunächst die Luftwerte sowie ihre bisherige Messung vorgestellt werden. Danach wird dann speziell die Funktionsweise des FADS beschrieben.

3.1. Herkömmliche Bestimmung der Luftwerte

Die Luftwerte werden für die Steuerung und Regelung eines Flugkörpers benötigt. Zu diesen Daten gehören

- Flughöhe,
- Steigrate,
- Anströmwinkel,
- wahre Luftgeschwindigkeit und
- Machzahl.

Aus diesen fünf Daten können dann wiederum alle anderen relevanten Daten errechnet werden (siehe dazu [5]). Um diese Daten bestimmen zu können, muss zunächst einmal der Staudruck (q_∞) sowie der statische Druck (p_∞) der freien Strömung bekannt sein. Die von den Sensoren gemessenen statischen Drücke p und die Staudrücke q_c entsprechen jedoch nicht den Drücken des Freistrahls, sondern sind durch den Flugkörper gestört und müssen daher für jedes Flugzeug durch Kalibrierung angepasst werden. Methoden für eine solche Kalibrierung können [6] entnommen werden. Aus dem statischen Druck kann zunächst die Höhe bestimmt werden. Dafür

wird ein genormter Druck-Höhenverlauf, wie in der ICAO-Standardatmosphäre festgelegt, verwendet. Angegeben wird dann eine Druckhöhe über einem Referenzdruck. Über die zeitliche Änderung des statischen Druckes wird außerdem noch die Steigrate bestimmt. Anströmwinkel können bestimmt werden, wenn an verschiedenen Stellen der Druck gemessen wird, wobei der Druckunterschied dabei ein Mass für den lokalen Anströmwinkel ist. Eine andere Möglichkeit den Anstell- und Schiebewinkel zu bestimmen, ist eine Windfahne. Sie ist drehbar gelagert und dreht sich damit automatisch in den Fahrtwind. Die Verdrehung aus der Referenzebene wird gemessen und gibt damit den Anströmwinkel in dieser Ebene an. Um die Geschwindigkeit zu bestimmen, muss der Staudruck bekannt sein. Der Staudruck wird dabei über eine Messung des Totaldruckes p_t , sowie des statischen Druckes und den in (3.1) beschriebenen Zusammenhang nach Bernoulli bestimmt.

$$p_t = q_c + p \quad (3.1)$$

Üblicherweise wird dazu ein Prandtl-Rohr verwendet, das Totaldruck- und statische Druckmessung in einer Sonde integriert und direkt den Staudruck anzeigt. Dazu besteht das Prandtl-Rohr aus einem Pitotrohr, einem einseitig geöffneten Rohr dessen Öffnung senkrecht in die Strömung gehalten wird und damit den Totaldruck misst, und davon getrennten radialen Druckbohrungen im hinteren Bereich des Rohres für die statische Druckmessung. Der Totaldruck steht nach Bernoulli mit der Strömungsgeschwindigkeit V über die Formeln (3.2) in Verbindung. Es ergeben sich dabei zwei verschiedene Formeln, je nachdem, ob die Geschwindigkeit größer oder kleiner als die Schallgeschwindigkeit a ist.

$$p_t = p \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2 \cdot \gamma} \cdot \frac{\rho}{p} \cdot V^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{für } V < a \quad (3.2a)$$

$$p_t = \frac{1+\gamma}{2 \cdot \gamma} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \left[\frac{\frac{(\gamma+1)^2}{\gamma} \cdot \frac{\rho}{p} \cdot V^2}{\frac{4 \cdot \rho}{p} \cdot V^2 - 2 \cdot (\gamma-1)} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad \text{für } V \geq a \quad (3.2b)$$

In den Formeln steht γ für den Isentropenkoeffizienten und ρ für die Dichte der umgebenden Luft. Mit Gleichung (3.1) in (3.2) ergibt sich damit für den Staudruck

$$q_c = p \cdot \left[\left(1 + \frac{\gamma-1}{2 \cdot \gamma} \cdot \frac{\rho}{p} \cdot V^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right] \quad \text{für } V < a \quad (3.3a)$$

$$q_c = \frac{1+\gamma}{2} \cdot \left(\frac{V}{a} \right)^2 \cdot p \cdot \left[\frac{(\gamma+1)^2}{4 \cdot \gamma - 2 \cdot (\gamma-1) \cdot \left(\frac{a}{V} \right)^2} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} - p \quad \text{für } V \geq a \quad (3.3b)$$

mit der Schallgeschwindigkeit $a = \sqrt{\frac{\gamma p}{\rho}}$ in (3.3b). Da die Schallgeschwindigkeit sowie die Dichte ρ zunächst nicht bekannt sind, wurde die sogenannte *Calibrated Airspeed* eingeführt. Dafür wird der Geschwindigkeitsanzeiger für die Werte ρ , a und p_∞ auf Meereshöhe nach der Standardatmosphäre kalibriert. Er zeigt also die Geschwindigkeit, die das Flugzeug bei gegebenem Staudruck auf Meereshöhe hätte. Um nun die *True Airspeed* zu bestimmen, muss zusätzlich noch die aktuelle Temperatur oder Dichte in Flughöhe bekannt sein. Die Dichte

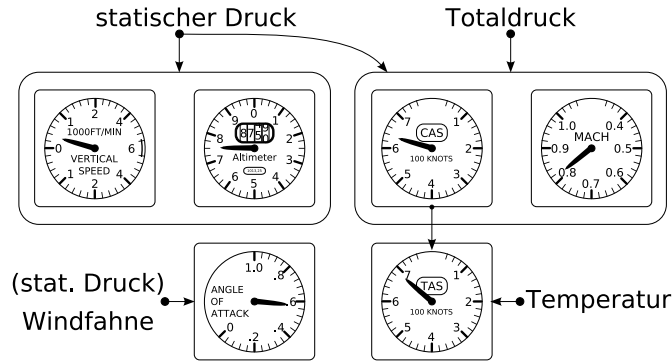


Abbildung 3.1.: Bisher übliche Bestimmung der Luftwerte

kann über die Zustandsgleichung eines Gases, aus der Temperatur und dem statischen Druck bestimmt werden. Als letzte der fünf Luftwerte, muss nun noch die Machzahl M bestimmt werden. Sie kann nach (3.4) aus dem Verhältniss von Staudruck und statischem Druck gebildet werden.

$$\frac{q_c}{p} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \quad \text{für } M < 1 \quad (3.4a)$$

$$\frac{q_c}{p} = \frac{1+\gamma}{2} \cdot M^2 \cdot \left(\frac{(1+\gamma)^2 \cdot M^2}{4 \cdot \gamma \cdot M^2 - 2 \cdot (\gamma-1)}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} - 1 \quad \text{für } M \geq 1 \quad (3.4b)$$

In Abbildung 3.1 sind die Messgrößen und die damit bedienten Instrumente noch einmal schematisch dargestellt. Die hier beschriebenen Zusammenhänge können z.B. in [7] nachgeschlagen werden.

3.2. Funktionsweise des FADS

Wie teilweise schon angedeutet, wird die herkömmliche Methode, die Luftwerte mit in den Luftstrom ragenden Sensoren zu bestimmen, mit zunehmender Geschwindigkeit durch die Staupunktserwärmung immer schwieriger. Daher wurde für den Wiedereintritt von Raumflugkörpern das FADS entwickelt. Dabei wird nur noch der Druck an mehreren Stellen gemessen und aus seiner Verteilung auf die restlichen Luftwerte geschlossen. Ein FADS bietet jedoch auch andere Vorteile, die seinen Einsatz nicht auf die Raumfahrt beschränken. So ist ein FADS über einen größeren Flugbereich einsetzbar, da es für höhere Anstellwinkel [8], und allgemein für höhere Geschwindigkeiten besser geeignet ist. Ausserdem kann der Strömungswiderstand des Flugkörpers durch den Verzicht auf in die Strömung ragende Sonden verringert werden. Um das Prinzip genauer erläutern zu können, soll hier exemplarisch die Entwicklung des FADS für die X-33, wie in [9] beschrieben, wiedergegeben werden. Die X-33 war ein verkleinertes Testmodell für den geplanten Space-Shuttle-Nachfolger Venture Star. Der erforderliche Zusammenhang von gemessenem Druck einerseits, sowie dem Stau- und statischem Druck des

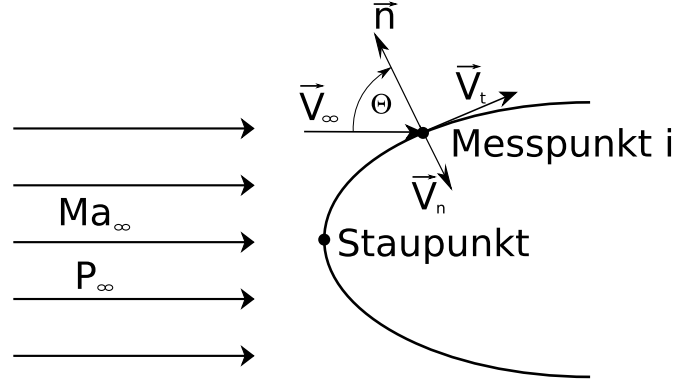


Abbildung 3.2.: Herleitung des Verfahrens von Newton

Freistahls andererseits, kann als Verbindung aus dem modifiziertem Newtonschen Verfahren für den Hyperschall und einer einfachen Potentialströmung für den langsamen Unterschallbereich hergeleitet werden. Das modifizierte Newtonverfahren basiert auf der Überlegung, daß die Luftteilchen beim Auftreffen auf den Rumpf ihren Impuls normal zur Oberfläche verlieren, ihren tangentialen Impuls jedoch beibehalten. Mit den Bezeichnungen aus Abbildung 3.2 erhält man damit für den Messpunkt i folgenden Zusammenhang:

$$\frac{p_i - p_\infty}{q_\infty} = C_p = 2 \cdot \cos^2 \Theta_i \quad (3.5)$$

und angepasst auf den Wert am Staupunkt mit $\cos \Theta_0 = 1$

$$\frac{C_p}{C_{p0}} = \frac{2 \cdot \cos^2 \Theta_i}{2 \cdot \cos^2 \Theta_0} \rightarrow C_p = C_{p0} \cdot \cos^2 \Theta_i \quad (3.6)$$

C_p wird dabei als der Druckbeiwert bezeichnet, C_{p0} ist der Druckbeiwert im Staupunkt. Der Druckbeiwert für inkompressible Strömungen lässt sich laut [5] mit der Potentialtheorie beschreiben als

$$\frac{p_i - p_\infty}{q_\infty} = C_p = -\frac{5}{9} + \frac{9}{4} \cdot \cos^2 \Theta_i \quad (3.7)$$

Diese beiden Gleichungen werden in (3.8) zusammengefasst um ein für einen großen Machzahlbereich anwendbares Strömungsmodell zu bekommen.

$$C_p(\Theta) = X(M_\infty, \alpha_e, \beta_e) + Y(M_\infty, \alpha_e, \beta_e) \cdot \cos^2 \Theta(\alpha_e, \beta_e) \quad (3.8)$$

X , Y und Θ sind hierbei Funktionen des lokalen Anstellwinkels α_e und des lokalen Schiebewinkels β_e , X und Y hängen zusätzlich noch von der Machzahl der ungestörten Strömung M_∞ ab. Für den Ansatz mit einem Kalibrierparameter ε

$$X(M_\infty, \alpha_e, \beta_e) = \frac{q_c}{q_\infty} \cdot \varepsilon(M_\infty, \alpha_e, \beta_e) \quad (3.9a)$$

$$Y(M_\infty, \alpha_e, \beta_e) = \frac{q_c}{q_\infty} \cdot (1 - \varepsilon(M_\infty, \alpha_e, \beta_e)) \quad (3.9b)$$

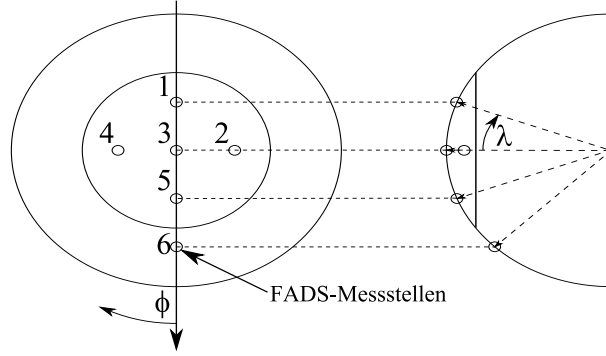


Abbildung 3.3.: Messstellen für das FADS an der Nasenkappe der X-33 nach [9]

ergibt sich nach Umformung das folgende Druckmodell:

$$p_i = q_c \cdot [\cos^2(\Theta_i) + \varepsilon \cdot \sin^2(\Theta_i)] + p_\infty \quad (3.10a)$$

dabei steht $\cos \Theta_i$ für

$$\begin{aligned} \cos(\Theta_i) &= \cos(\alpha_e) \cdot \cos(\beta_e) \cdot \cos(\lambda_i) \\ &+ \sin(\beta_e) \cdot \sin(\Phi_i) \cdot \sin(\lambda_i) \\ &+ \sin(\alpha_e) \cdot \cos(\beta_e) \cdot \cos(\Phi_i) \cdot \sin(\lambda_i) \end{aligned} \quad (3.10b)$$

und beschreibt die Position des Messpunktes auf der Aussenseite nach Abbildung 3.3. Wegen des Ansatzes über die erweiterte Newtonsche Theorie und einer Potentialströmung um eine Kugel, ist das so erhaltene Modell am ehesten für den staupunktnahen Bereich gültig. Die lokalen Anströmwinkel α_e und β_e müssen über Kalibrierungsmessungen für jede Körperform auf die wahren Anströmwinkel angepasst werden. Damit, und über den in Gleichung (3.8) eingeführten Kalibrierparameter ε kann das Modell an unterschiedliche Körperformen angepasst werden. Die obige Gleichung stellt eine Gleichung mit 4 Unbekannten dar ($q_c, p_\infty, \alpha, \beta$), d.h. prinzipiell können über die Messung von 4 Drücken an 4 unterschiedlichen Positionen (definiert durch Φ_i sowie λ_i) diese Parameter bestimmt werden. Um die Zuverlässigkeit zu erhöhen, werden jedoch meist 5 oder mehr Messungen vorgenommen. Im Falle der X-33 waren 6 Messpunkte nach Abbildung 3.3 geplant. Problematisch an der Lösung des Gleichungssystems (3.10) ist die Nichtlinearität des Systems. Um das nichtlineare Gleichungssystem sicher lösen zu können, wurde eine Methode entwickelt, die es erlaubt die Anströmwinkel getrennt von den restlichen Parametern zu bestimmen, indem eine geschickte Positionierung der Messpunkte auf der Nasenkappe gewählt wird. Eine genaue Beschreibung dieser Methode, des verwendeten Algorithmus sowie Ergebnisse aus Flug- und Windkanalversuchen können [9] und [5] entnommen werden. Mit den aus diesem Druckmodell erhaltenen Größen können dann die Luftwerte wie Machzahl, Geschwindigkeit, Höhe, usw. wieder, wie in Kapitel 3.1 beschrieben, bestimmt werden. Der True Airspeed kann allerdings auch mit einem FADS nicht alleine bestimmt werden, da hierfür immer eine Messung, oder zumindest eine Abschätzung, der Umgebungstemperatur nötig ist.

4. Konstruktion des Sensor-Einsatzes

Wie in Kapitel 3 beschrieben, kann der Strömungszustand durch Messung des Druckes bestimmt werden. Wegen der hohen thermischen Lasten sowie der Begrenzung des Einbauplatzes an der Aussenhülle, kann der Druck bei einem RFK jedoch nicht direkt an Ort und Stelle gemessen werden, sondern muss zunächst über Rohrleitungen zu den eigentlichen Messgeräten weitergeleitet werden. Daher ist ein Einsatz erforderlich, der an der Aussenhülle montiert und an den eine Rohrleitung angeschlossen werden kann. In diesem Kapitel werden zunächst die Randbedingungen festgelegt, für die der Einsatz ausgelegt werden muss. Danach werden dann einige verschiedene Ideen für Konzepte vorgestellt und zuletzt die genaue Konstruktion des ausgewählten Konzeptes beschrieben.

4.1. Randbedingungen

Es muss ein Einsatz konstruiert werden, der folgende Einbaubedingungen zwingend erfüllt:

- Temperaturen an der Hüllenaussenseite bis 1800°C;
- Wärmestromprofil von EXPERT und Kliper
- Verbindung von keramischen Einsatz zu Rohrleitung auch bei Einsatztemperaturen möglichst dicht bis um 1,5 bar (wie bei EXPERT);
- Sicherung des Einsatzes gegen Lösen wegen hoher Vibrationslasten;
- Beschleunigungen des Fluggerätes $\geq 3\text{ g}$;

Die thermischen Belastungen bestimmen dabei maßgeblich das Design des Einsatzes. Da der keramische Einsatz irgendwann mit einem metallischen Rohr verbunden werden muss und auch

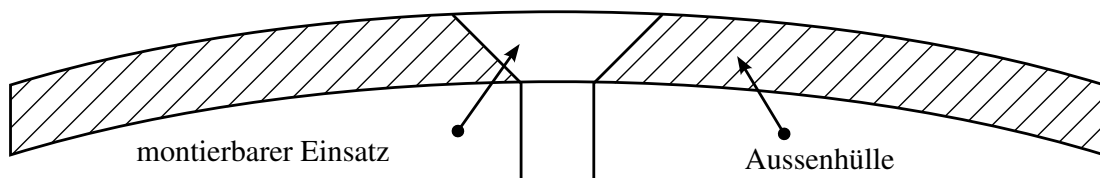


Abbildung 4.1.: Prinzipskizze von Hülle mit Einsatz

Hochtemperaturlegierungen wie beispielsweise Inconel auf Temperaturen von ca. 1200°C beschränkt sind, darf die Temperatur diesen Wert bei den metallischen Rohren nicht überschreiten. Bei solchen Temperaturen ergeben sich erhebliche Schwierigkeiten aus den unterschiedlichen Temperatúrausdehnungen von Keramik und Metall. Wie von Reimer in [10] beschrieben, wurde für die X-38 diese Verbindung hartgelötet. Damit ist die maximal erlaubte Temperatur jedoch auf 900°C beschränkt, da sich sonst die Lötverbindung wieder lösen würde. Je höher die erlaubte Temperatur an dieser Stelle, desto kürzer kann jedoch der Einsatz werden. Die Temperatur an dieser Stelle bestimmt damit die Länge des Einsatzes, da, abgesehen von immer anwendbaren Mitteln wie z.B. einer in [10] beschriebenen Wärmebrücke, die die Wärme in die Struktur leitet und damit die Temperatur senkt, nur über eine Vergrößerung des Abstandes zur Aussenhülle die Temperatur gesenkt werden kann. Ausserdem muss auch dafür gesorgt werden, daß der Einsatz mit der Hülle immer dicht abschließt, sodaß keine heißen Gase eindringen können, weshalb der Einsatz immer unter einer leichten Vorspannung gehalten werden muss. Obwohl die extreme thermische Belastung das Hauptproblem darstellt, müssen natürlich auch die mechanischen Belastungen, denen ein Wiedereintrittsfahrzeug ausgesetzt ist, ertragen werden. Kritisch sind dabei die Vibrationslasten, welche besonders bei der Sicherung aller Verbindungen des Einsatzes gegen Lösen berücksichtigt werden müssen. Die Beschleunigungen stellen dagegen aufgrund der geringen Masse des Einsatzes kein Problem dar. Wünschenswert ist ein Einsatz, der möglichst wenig Aufwand an der Aussenhülle des Wiedereintrittsfahrzeugs erfordert, da jeder Arbeitsschritt dort mit einem hohen Risiko und damit auch hohen Kosten verbunden ist. Der Einsatz sollte daher möglichst einfach montier- und demontierbar und kompakt sein. Zusätzlich sollte eine möglichst störungsfreie Druckfortpflanzung im kompletten System gewährleistet sein.

4.2. Konzepte

Für die Montage eines Einsatzes an der Aussenhülle eines Wiedereintrittsfahrzeugs wurden in dieser Arbeit grundsätzlich 2 verschiedene Möglichkeiten gefunden:

- Fixierung und Druckbohrung in einem Einsatz kombiniert
- Fixierung und Druckbohrungen getrennt realisiert und über Platte verbunden

Eine Trennung von Fixierung und Druckbohrung hat dabei den Vorteil, daß bewährte Methoden, wie der vom DLR entwickelte Schraubniet für die Fixierung genutzt werden können. Eine kurze Beschreibung des Schraubnietes erfolgt auf Seite 18. Allerdings müssen solche getrennten Konzepte für jedes Fluggerät und eventuell auch die Missionsanforderungen (Krümmung der Hülle, Anzahl der Bohrungen pro Fixierung usw.) angepasst werden. Außerdem müssen dabei immer mehr Löcher in die Hülle gemacht werden, als bei einem Einsatz der Fixierung und Druckbohrung kombiniert. Dagegen ist ein kombinierter Einsatz komplizierter in Entwicklung, Fertigung und Montage. Die Befestigung des Einsatzes erfolgt dann von innen.

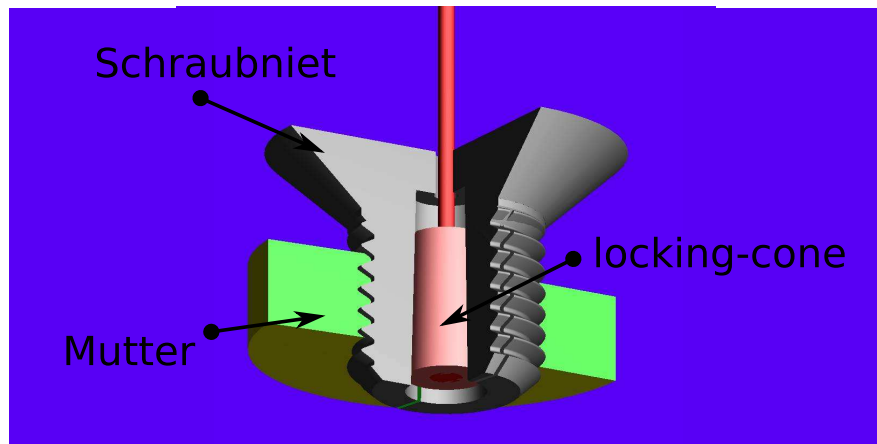


Abbildung 4.2.: Schraubniet des DLR; Quelle:DLR

Dafür sind prinzipiell folgende Möglichkeiten denkbar:

1. Gewinde
2. Klammern oder Spangen mit schrägen Kanten

Eine ausschließliche Montagemöglichkeit von aussen ist nicht gefordert, da auch die Druckleitung von innen montiert werden muss.

Schraubniet des DLR

Für die Montage von keramischen Bauteilen wurde am DLR ein keramischer Schraubniet, wie in Abbildung 4.2 zu sehen, entwickelt. Er besteht aus einem geschlitzten Hohl Schaft mit Ausengewinde. Bei der Montage wird der Schraubniet zunächst handfest in die Mutter gedreht, wobei die Flanken des Schaftes nach innen gebogen werden. Danach kann dann der sogenannte locking-cone in den Schaft gezogen werden, wodurch der Schaft wieder auseinander gestemmt und so eine Vorspannung auf die Verbindung aufgebracht wird. Schaft und locking-cone sind leicht kegelförmig ausgeführt, wodurch der locking-cone über Selbsthemmung an einem Verutschen gehindert und somit die Verbindung gesichert wird. Untersuchungen über die Dauerfestigkeit wurden von Rühle und Ortelt in [11] durchgeführt und bestätigen die Funktionsweise dieser Sicherung. Ein großer Vorteil dieses Schraubnietes besteht darin, daß der locking-cone mit einem Nietdorn von aussen eingezogen und auch wieder gelöst werden kann. Daher ist sowohl die Montage, als auch ein eventuelles Austauschen von mit dem Schraubniet montierten Hitzeschutzkacheln ausschließlich von aussen möglich.

4.2.1. Konzepte mit Gewinde

Prinzipiell wird die Vorspannung hier über ein Gewinde in C/C-SiC aufgebracht. Das Problem besteht in der Sicherung der Mutter gegen Lösen. Bei den Konzepten, die direkt auf dem

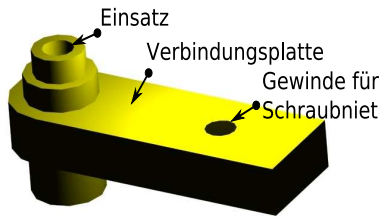


Abbildung 4.3.: Schraubniet mit versetzter Druckbohrung

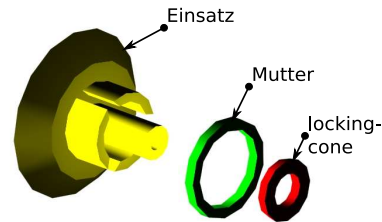


Abbildung 4.4.: Schraubniet mit integrierter Druckbohrung

Schraubniet basieren, erfolgt die Sicherung wie oben beschrieben über Selbsthemmung mit einem locking-cone. Ansonsten kann die Sicherung über eine Unterlegscheibe aus C/C-SiC erfolgen, die verdrehsicher über den Einsatz geschoben, mit der Mutter verbunden und damit gegen Lösen gesichert wird. Eine andere Möglichkeit besteht in der Benutzung von sogenannten Nord-Lock-Sicherungsscheiben oder einem Verkleben mit Schlickerkeramik und Keramikkleber.

Schraubniet mit versetzter Druckbohrung

In Abbildung 4.3 ist das Konzept „Schraubniet mit versetzter Druckbohrung“ abgebildet. Dabei wird mit einem Schraubniet eine Platte an der Innenseite der Aussenhülle befestigt. An diese Platte werden die entsprechende Einsätze für die Druckweiterleitung ansiliziert.

Vorteile:

- Fixierung erfolgt über schon existierende Schraubniete, dadurch
- gute Montier- und Demontierbarkeit.

Nachteile:

- Zusätzlich zu den Druckbohrungen ist mindestens eine zusätzliche Bohrung für den Schraubniet notwendig. In dem Schraubniet ist dabei noch ein kleines Loch zu dichten, welches für den Nietdorn vorhanden ist.
- Nur bei ebener Hülle ohne Anpassungen möglich, sonst muss der Einsatz an die Krümmung der Hülle angepasst werden.
- Man benötigt eine aufwendige Fertigung mit zusätzlichem Silizievorgang.

Schraubniet mit integrierter Druckbohrung

In Abbildung 4.4 ist das Konzept des Schraubnietes dahingehend weiterentwickelt, daß in der Mitte ein Loch für die Druckweiterleitung mit einem innen direkt aufsilzierten Rohr vorge-

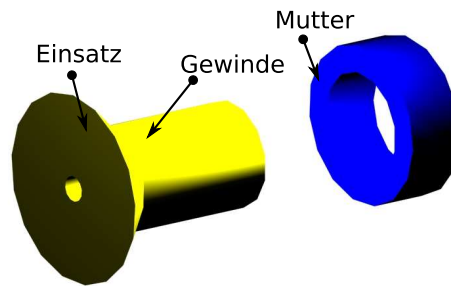


Abbildung 4.5.: Einsatz mit integrierter Druckbohrung und Gewinde

sehen wird. Dadurch sind Dichtigkeit und optimale Druckweiterleitung an dieser Stelle gewährleistet. Über dieses Rohr wird ein locking-cone geschoben, der wieder das Gewinde nach aussen drückt und über Selbsthemmung sichert. Um das Druckloch sind 2-3 kleine Löcher vorgesehen, über die der locking-cone montiert und demontiert werden kann.

Vorteile:

- Zusätzlich zu den Druckbohrungen sind keine weiteren Bohrungen in der Hülle notwendig.
- Gute Montier- und Demontierbarkeit.
- Sicherung erfolgt durch erprobtes Konzept des locking-cone.

Nachteile:

- Für den Nietdorn müssen 2-3 zusätzliche kleine Löcher im Nietkopf abgedichtet werden.
- Aufwendige Fertigung mit zusätzlichem Silizierschritt notwendig.

Einsatz mit integrierter Druckbohrung und Gewinde

Ein solches Konzept ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Der Einsatz wird von aussen durch die Hülle geschoben. Er ist auf der Innenseite mit einem Gewinde versehen, auf das eine Mutter aus C/C-SiC geschraubt wird. Die Krafteinleitung zur Aussenhülle kann direkt oder über eine Hülse aus C/C-SiC erfolgen.

Vorteile:

- Zusätzlich zu den Druckbohrungen sind keine weiteren Bohrungen in der Hülle notwendig.
- Da kein Nietdorn verwendet wird, ist auch kein zusätzliches Loch abzudichten.

Nachteile:

- Die Sicherung gegen Lösen ist noch ungelöst.

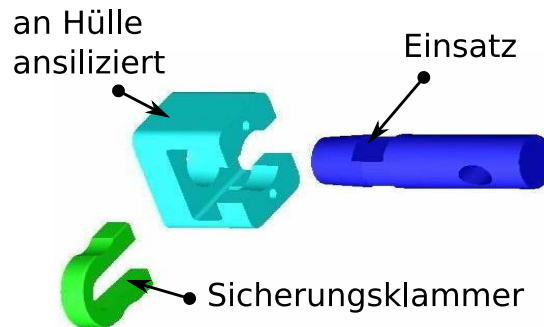


Abbildung 4.6.: Das Zweischnitt-Bolzenkonzept des DLR; Quelle: DLR

4.2.2. Konzept mit Bolzen und Klammer

Bei diesem Konzept wird der Einsatz über eine Klammer mit schrägen Kanten an der Hülle befestigt. Dafür muss der Einsatz mit Auskerbungen versehen sein, über die eine Klammer geschoben werden kann, die den Einsatz fixiert. Ein solches Konzept wurde vom DLR für die Nasenkappe der X-38 entwickelt und ist in Abbildung 4.6 zu sehen. Die Halterung muss bei diesem Konzept allerdings an der Hülle ansiliziert werden. Danach kann dann der Einsatz von Innen eingeschoben und mit einer Klammer fixiert werden. Die Klammer wird mittels Schlickerkeramik gesichert.

Vorteile:

- Zusätzlich zu Druckbohrungen sind keine weiteren Bohrungen in der Hülle notwendig.
- Funktionsprinzip ist von der X-38 bekannt.

Nachteile:

- Montage bei X-38 war schwierig.
- An der Hülle ist eine zusätzliche, integrale Halterung erforderlich

4.3. Ausarbeitung des ausgewählten Konzeptes

Für die Auslegung des Einsatzes ergeben sich hauptsächlich zwei Probleme die getrennt voneinander untersucht werden können.

- Montage des Einsatzes an der Hülle sowie
- Befestigung des Metallrohres an dem Einsatz.

Aus den im vorherigen Kapitel aufgeführten Konzepten wurde der Einsatz mit integrierter Druckbohrung und Gewinde näher untersucht. Das Hauptproblem bei den Gewindekonzepten ist die Sicherung der Schraubverbindung gegen Lösen. Daher wurden verschiedene Möglichkeiten zur Sicherung näher betrachtet, allerdings konnte für die gegebenen Wärmelasten

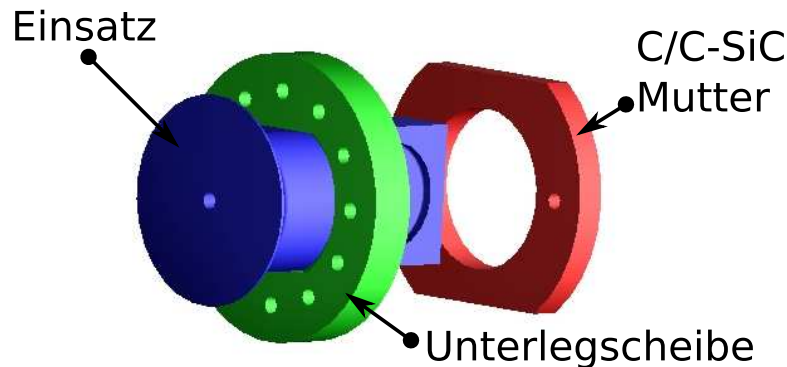


Abbildung 4.7.: Sicherung über Unterlegscheibe

von Kliper keine befriedigende Lösung gefunden werden. Im Laufe der Auslegung zeigte sich, daß die Befestigung des Metallrohres maßgeblich die Abmessungen des kompletten Einsatzes bestimmt. Die Montage an der Hülle kann dagegen relativ einfach an sich ändernde Maße angepasst werden. Das Klammerkonzept wurde nicht weiter untersucht, da ein Konzept gesucht wurde, welches möglichst wenig Aufwand an der Hülle verursacht. Außerdem wurde bereits im X-38-Programm eine solche Verbindung qualifiziert und dieses Konzept könnte auch relativ einfach auf einen neuen Einsatz angepasst werden. Zunächst werden in diesem Kapitel verschiedene Möglichkeiten die Verschraubung zu Sichern untersucht. Danach wird ein Konzept vorgestellt, den C/C-SiC-Einsatz mit einem Inconelrohr druckdicht und thermalspannungsfrei zu verbinden.

4.3.1. Fixierung des Einsatzes

Der Einsatz muss immer sicher an der Hülle fixiert sein, um ein Eindringen der heißen Ausenströmung zu verhindern. Dazu muss eine gewisse Vorspannung auf den Einsatz aufgebracht werden, die im kompletten zu erwartenden Temperaturbereich eine dichte Fixierung gewährleistet. Dafür wird der Einsatz nach aussen mit einem Konus versehen. In die Hitzeschutzkachel des TPS wird eine dazu passende Bohrung gemacht und bei der Montage dann der Einsatz von aussen eingeschoben. Für die Fixierung ist ein Gewinde vorgesehen und verschiedene Möglichkeiten diese Verbindung zu Sichern wurden untersucht. Diese Konzepte werden auf den nächsten Seiten kurz beschrieben.

Konzept 1: Sicherung gegen Verdrehen über Unterlegscheibe

Zwischen Mutter und Hülle wird wie in Abbildung 4.7 verdrehsicher eine Unterlegscheibe aus C/C-SiC eingelegt. Eine Verdrehsicherung der Unterlegscheibe kann z.B. dadurch erfolgen, daß der runde Einsatz an zwei Seiten plan geschliffen wird. Die Unterlegscheibe wird an die dadurch entstandene Form angepasst und kann sich somit nicht mehr verdrehen. Wenn am Einsatz

die Seiten abgeschliffen werden, die durch die Mutter nur interlaminar belastet werden, wird dabei die Tragfähigkeit des Gewindes nicht wesentlich herabgesetzt. Die Mutter kann mit Löchern versehen sein, die beim Anziehen über entsprechenden Löchern in der Unterlegscheibe eingestellt werden. Durch diese Löcher kann dann ein kleiner C/C-SiC-Stift geschoben werden, der die Mutter damit gegen Verdrehen sichert. Der Stift müsste zur Sicherung geklebt werden. Alternativ könnte er auch über Selbsthemmung ähnlich wie der locking-cone des Schraubnietes gesichert werden. Das Problem bei dieser Methode ist die nach [12] extrem kleine Bruchdehnung von C/C-SiC von ca. 0,15 %. Daher muss die Position der Mutter im angezogenen Zustand im Vorhinein sehr genau festgelegt sein. Eine kurze Abschätzung über die benötigten Genauigkeiten wird hier gegeben. Die dafür benötigten Daten sind zunächst:

- Bruchdehnung = 0,15 %
- gedehnte Länge = ca. 20 mm
- Steigung des Gewindes = 1,1 mm

Damit ergibt sich eine maximale Längung der C/C-SiC-Schraube von

$$\Delta l_{max} = 20 \text{ mm} \cdot 0,0015 = 0,03 \text{ mm} \quad (4.1)$$

Bei einer Steigung des Gewindes von 1,1 mm entspricht dies einer Drehung der Mutter um

$$\Delta Grad = \frac{360^\circ}{1,1 \text{ mm}} \cdot 0,03 \text{ mm} = 9,81^\circ \quad (4.2)$$

Das heißt, daß vom Aufbringen der ersten Vorspannung bis zum Bruch der Schraube die Mutter keine 10° gedreht werden kann. Wenn man bedenkt, daß auch im Betrieb immer eine gewisse Vorspannung erhalten bleiben sollte, ergeben sich damit sehr hohe Anforderungen an die Genauigkeit in der Fertigung und Montage. Es können auch mehrere unterschiedliche Unterlegscheiben mit jeweils um wenige Grad verdrehten Löchern gefertigt werden. Dann muss allerdings bei der Montage ausprobiert werden, welche Unterlegscheibe zu dem aktuellen Gewinde passt. Eine weitere Möglichkeit dieses Problem zu umgehen, besteht im Einsatz von Federn, womit der Verdrehweg der Mutter auf ein handhabbares Mass erhöht wird. Aufgrund des eingeschränkten Platzangebots bieten sich Tellerfedern für diesen Zweck an. Standardtellerfedern sind jedoch nach [13] auf ca. 700°C Einsatztemperatur beschränkt. Aufgrund der hohen zu erwartenden Temperaturen von über 1000°C ergeben sich hier also Probleme.

Konzept 2: Sicherung über Nord-Lock-Sicherungsscheiben

Die Sicherung kann auch über eine Nord-Lock-Sicherung wie in Abbildung 4.8 realisiert werden. Für eine solche Sicherung werden die Nord-Lock-Sicherungsscheiben zwischen Mutter und Schraubenkopf gelegt. Allerdings muss wegen der großen Unterschiede in der Temperaturdehnung und den hohen Temperaturen die auftretende Thermalspannung berücksichtigt werden. Für eine Auslegung wird zunächst die Last benötigt, die das Gewinde in C/C-SiC aushält. Dafür wurden vorhandene Messwerte für den Schraubniet hochskaliert. Die Festigkeit

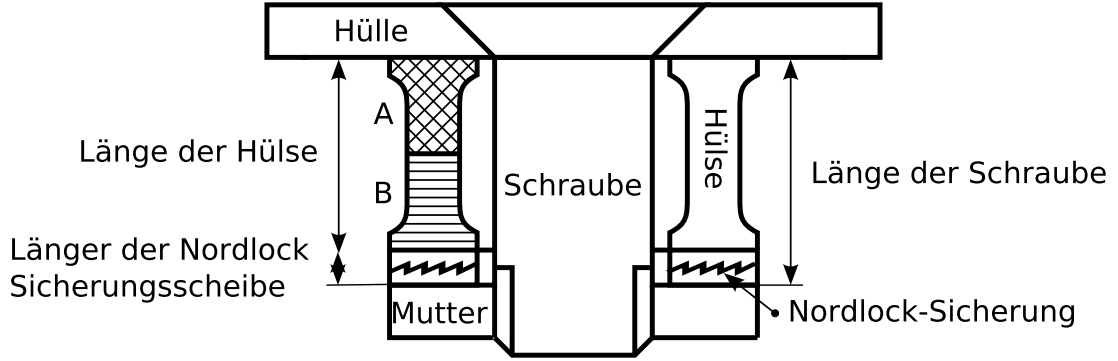


Abbildung 4.8.: Skizze zur Bestimmung der Thermalspannungen

der Schraubniete wurde von Ruehle und Ortelt in [11] untersucht. Die Kraft, die ein solcher Schraubniet aushält wurde dort mit 5000 N ermittelt. Die Maße des Schraubnietes entsprechen dabei denen eines M12x1,5-Gewindes. Ein solches Gewinde hat einen Spannungsquerschnitt von ca. 90 mm^2 . Wenn berücksichtigt wird, daß der Schraubniet mit einem Durchmesser von 5 mm innen hohl ist, ergibt sich für den Spannungsquerschnitt des Schraubnietes ein Fläche von ca. 70 mm^2 . Damit ergibt sich eine maximal erlaubte Spannung von ca. $70\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Nun muss noch die durch die Temperaturdehnung erzeugte Kraft bestimmt werden. Bei einer Temperaturerhöhung des Bauteils dehnt sich die Nord-Lock-Scheibe stärker aus, als die C/C-SiC-Schraube und die C/C-SiC-Hülse. Dadurch wird die Hülse gestaucht sowie die Schraube gedehnt. Als Zwangsbedingung der Dehnung muss in diesem Fall die Längung der einzelnen Bauteile genommen werden. Hierbei muss gelten, daß die Längung der Schraube der Summe der Längungen der Hülse und der Sicherungsscheibe entspricht:

$$\Delta l_S = \Delta l_N + \Delta l_H \quad (4.3)$$

Dabei gilt für die gesamte Längung eines jeden Bauteils

$$\Delta l_i = \left(\frac{\sigma_i}{E_i} + \alpha_i \cdot \Delta T \right) \cdot L_i = \left(\frac{F_i}{E_i \cdot A_i} + \alpha_i \cdot \Delta T \right) \cdot L_i \quad (4.4)$$

Durch Freischneiden der Kräfte ergibt sich, daß im vorliegenden Fall die Schraubenkraft F_S und die Hülsenkraft F_H gleich sein müssen. Außerdem wirkt damit auch auf die Nord-lock-Sicherungsscheibe die Kraft $-F_S$. Mit den Gleichungen (4.3) und (4.4) und nach der Schraubenkraft aufgelöst ergibt sich somit

$$\left(\frac{F_S}{E_S \cdot A_S} + \alpha_S \cdot \Delta T \right) \cdot L_S = \left(\frac{-F_S}{E_H \cdot A_H} + \alpha_H \cdot \Delta T \right) \cdot L_H + \left(\frac{-F_S}{E_N \cdot A_N} + \alpha_N \cdot \Delta T \right) \cdot L_N \quad (4.5)$$

$$\rightarrow F_S = \frac{\Delta T \cdot (\alpha_N \cdot L_N + \alpha_H \cdot L_H - \alpha_S \cdot L_S)}{\frac{L_S}{E_S \cdot A_S} + \frac{L_N}{E_N \cdot A_N} + \frac{L_H}{E_H \cdot A_H}} \quad (4.6)$$

Aus dieser Kraft kann wiederum einfach die Spannung in jedem Bauteil bestimmt werden. Für Parameteruntersuchungen wurde eine Exceldatei erstellt und die Ergebnisse in einer ANSYS-Simulation verifiziert. Ein Vergleich der Ergebnisse ist in Anhang A zu sehen. Bei der Berechnung

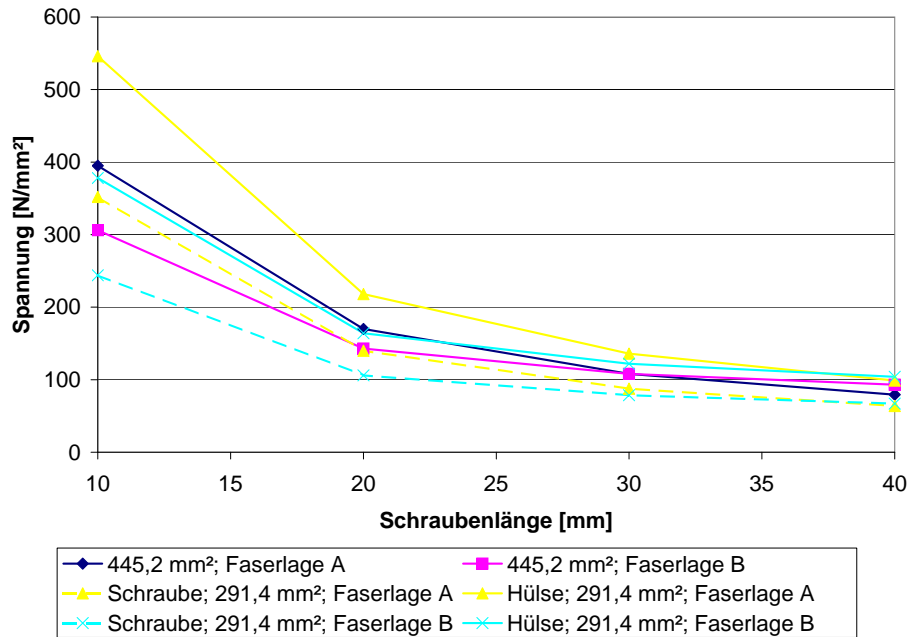


Abbildung 4.9.: Auswirkung der Orientierung des Fasern in der Hülse auf die Spannungen

werden temperaturabhängige E-Module sowie Ausdehnungsbeiwerte berücksichtigt. Außerdem wurden die Auswirkungen einer unterschiedlichen Faserrichtung in der Hülse betrachtet. Unterschieden wurde zwischen einer schrägen Lage der Fasern wie sie auch für die Schraube genutzt wird und einer waagerechten Faserlage. Die unterschiedlichen Faserrichtungen sind in Abbildung 4.8 mit „A“ und „B“ bezeichnet. Die Faserlage in der Schraube ist durch das Gewinde nach [14] vorgegeben und wird deswegen nicht variiert. Die Spannungen sind hauptsächlich von der Querschnittsfläche der Hülse, der Länge der Schraube sowie der Temperatur abhängig. Auffallend ist, daß eine Verlängerung der Schraube die Spannung sowohl in der Schraube als auch in der Hülse deutlich senkt. Wenn die Querschnittsfläche der Hülse verringert wird, sinkt dagegen zwar die Spannung in der Schraube, die Spannung in der Hülse steigt jedoch an. In Abbildung 4.9 sind für zwei Hülsenquerschnittsflächen die entstehenden Spannungen bei 1273 K über der Länge aufgetragen. Bei der Querschnittsfläche der Hülse von $445,2 \text{ mm}^2$, ergeben sich identische Spannungen in Schraube und Hülse, da der Querschnitt hier gleich ist. Daher ist für diesen Querschnitt nur eine Spannung aufgetragen. Schön zu sehen ist, daß die Spannung mit einer Verlängerung der Schraube abnimmt. Außerdem ist die Auswirkung der Faserlage in der Hülse zu sehen. Bis zu einer Länge von 30 mm ist demnach bei einer Hülsenquerschnittsfläche von $445,2 \text{ mm}^2$ die Faserlage „A“ von Vorteil. Bei einer größeren Länge ist jedoch die Faserlage „B“ zu bevorzugen. Bei einer Verringerung des Hülsenquerschnitts verschiebt sich dieser Punkt zu noch größeren Längen. Zu erklären ist dieses Verhalten dadurch, daß die Änderung der Faserrichtung sich auf zwei Weisen auswirkt. Einerseits sinkt der E-Modul, andererseits steigt der Ausdehnungskoeffizient. Während der E-Modul allerdings mit

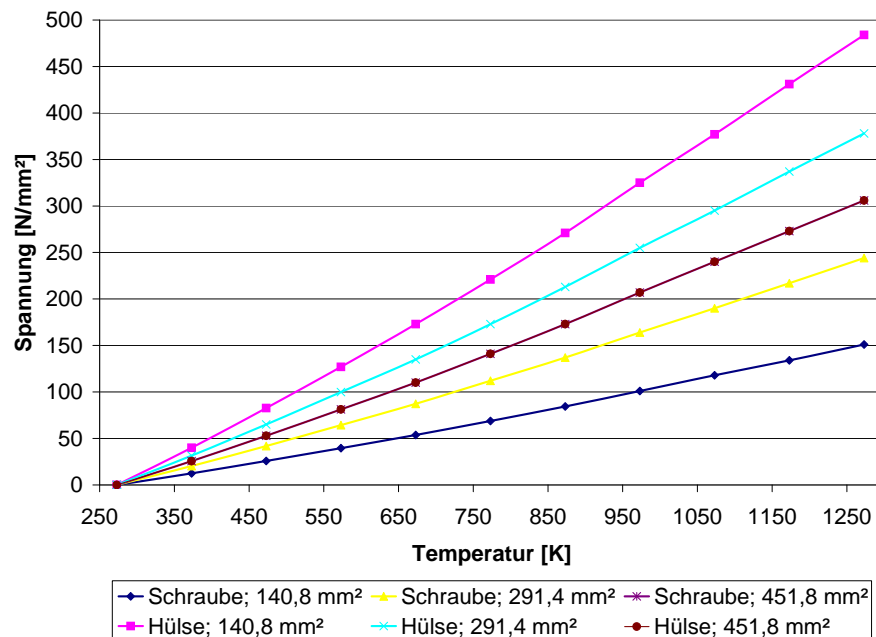


Abbildung 4.10.: Spannung bei Variation des Hülstenquerschnitts

der Querschnittsfläche in die Spannung eingeht, geht der Ausdehnungskoeffizient mit der Länge ein. So ist zu erwarten, daß die Länge, bei der die Spannung für beide Faserlagen gleich ist, eine Funktion der Querschnittsfläche ist. In Diagramm 4.10 ist für eine 10 mm lange Schraube die Spannung in der Schraube und der Hülse über der Temperatur für verschiedene Hülstenquerschnitte dargestellt. Die Faserlage in der Hülse ist für eine 10 mm lange Schraube entsprechend den Ergebnissen aus Diagramm 4.9 in Variante „A“ ausgeführt. Zu sehen ist, daß über den Querschnitt das Spannungsverhältniss von Schraube zu Hülse eingestellt werden kann. Dies ist von Vorteil, da die Hülse nur auf Druck belastet wird und daher höhere Spannungen ertragen kann als die auf Zug belastete Schraube. Im vorliegenden Fall ergibt sich für eine Querschnittsfläche von $445,2 \text{ mm}^2$ eine für Schraube und Hülse gleiche Spannung. Bei einem kleinerem Querschnitt sinkt die Spannung in der Schraube, während die Spannung in der Hülse steigt. Für eine Faserrichtung der Hülse parallel zur Schraube ergibt sich die gleiche Tendenz, bei, für eine 10 mm lange Schraube, insgesamt jedoch höheren Spannungen. Die für die Auslegung wichtige maximale Temperatur ist wiederum abhängig von der Länge der Schraube, da bei einer längeren Schraube auch der Abstand zur Aussenhülle steigt. Die Temperatur muss also in einer gesonderten Rechnung bestimmt werden.

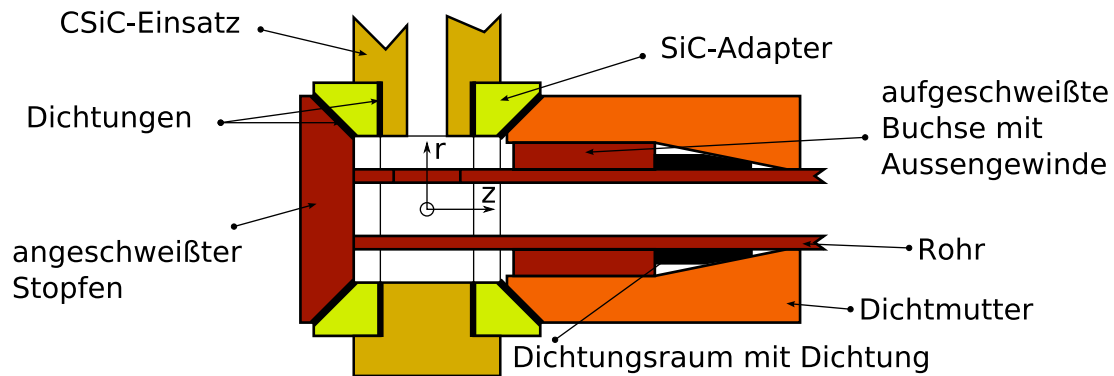


Abbildung 4.11.: Vorgeschlagene Verbindung Metall zu Keramik

4.3.2. Die C/C-SiC-Inconel-Verschraubung

Wesentlicher Bestandteil der Konstruktion eines montierbaren Einsatzes für ein FADS ist die Verbindung des heißen C/C-SiC-Einsatzes mit einer Inconel-Rohrleitung. Das Problem besteht hauptsächlich darin, trotz der um einen Faktor 10 unterschiedlichen Temperatúrausdehnung von C/C-SiC und Inconel eine haltbare, und trotzdem über den kompletten Temperaturverlauf dichte, Verbindung zu gewährleisten. Ein Vorschlag für eine solche Verbindung ist in Abbildung 4.11 zu sehen. Zu sehen ist das untere Ende des Einsatzes mit dem montierten Rohr. Der Einsatz ist an zwei Seiten plan. In diese Seiten wird ein Loch gebohrt, durch das das Inconelrohr geschoben wird. In das Rohr ist an einer Stelle ein Loch gebohrt, durch das der Druck von dem C/C-SiC-Einsatz in das Rohr gelangt. An einem Ende ist ein Stopfen, und an anderer Stelle eine Buchse mit Aussengewinde auf das Rohr geschweißt. Wenn das Rohr durch das Loch im Einsatz geschoben ist, wird auf dieses Gewinde die Dichtmutter aufgeschraubt, die nach hinten das Gewinde umschließt. Im so entstandenen Raum zwischen Dichtmutter und Rohr wird mit einer Graphitdichtung abgedichtet. Die einzigen Kontaktflächen zwischen C/C-SiC und Inconel befinden sich somit am Stopfen und an der Mutter. Über diese Flächen muss also abgedichtet werden. Dazu wurden diese Flächen nach der von Blosser und McWithey in [15] und [16] beschriebenen Theorie über thermalspannungsfreie Verbindungen von Metall und Keramik ausgelegt. In diesem Kapitel soll zunächst diese Theorie vorgestellt und danach auf das gegebene Problem angewandt werden. Die unterschiedliche Temperaturdehnung des Inconels und des C/C-SiC in radialer Richtung ist bei diesem Vorschlag kein Problem, da das Rohr in radialer Richtung sehr viel Platz hat.

Grundlagen einer thermalspannungsfreien Verbindung

Bei der Verbindung von Keramik und Metall besteht immer das Problem der stark unterschiedlichen Temperatúrausdehnungen. Wenn z.B. eine Verbindung zweier keramischer Platten mit einem metallischen Bolzen schon bei niedrigen Temperaturen fest sitzt, wird die Verbindung bei Erwärmung locker werden. Üblicherweise versucht man dieses Problem z.B. über geeignete Materialwahl zu umgehen. Man kann jedoch auch über eine entsprechende Gestaltung der

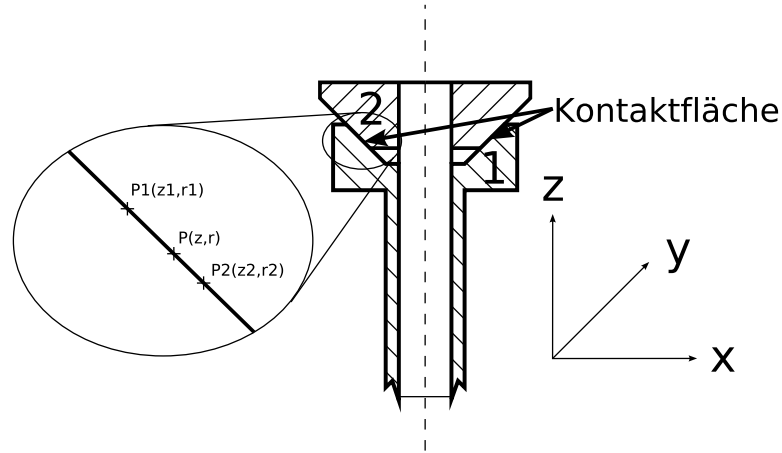


Abbildung 4.12.: Skizze für thermalstressfreie Verbindung

Kontaktflächen für eine über den kompletten Temperaturbereich feste Verbindung sorgen. In den folgenden allgemeinen Berechnungen wird ein für beide Materialien von der Temperatur und vom Ort unabhängiger Ausdehnungskoeffizient α , eine gleichförmige Temperatur sowie ein reibungsloses Gleiten der Kontaktflächen aufeinander vorausgesetzt. Angenommen wird außerdem ein isotropes Ausdehnungsverhalten in x- sowie y- Richtung, wie es für einen Faserverbundwerkstoff wie C/C-SiC annähernd gegeben ist. Dadurch sind die Ausdehnungen in x-, sowie y-Richtung gleich, weshalb sie zu einer Variable r zusammengefasst werden können. Für den kreisförmigen Querschnitt eines Inconelrohres gilt hier $r^2 = x^2 + y^2$, es ist jedoch auch prinzipiell jeder andere Zusammenhang möglich. Dadurch muss nur eine 2-dimensionale Lösung $z = z(r)$ gefunden werden. In Abbildung 4.12 ist die zu bestimmende Kontaktfläche zwischen Metall und Keramik im Schnitt skizziert. Ein beliebiger Punkt auf dieser Kontaktfläche auf Referenztemperatur wird mit $P = P(z, r)$ bezeichnet. Bei Erwärmung verschiebt sich dieser Punkt für beide Materialien unterschiedlich. Für Material 1 verschiebt er sich auf $P_1 = P_1(z_1, r_1)$, für Material 2 auf $P_2 = P_2(z_2, r_2)$. Mit der differentiellen Gleichung für die Temperatureausdehnung

$$\frac{\delta L}{L} = \alpha \cdot \delta T \quad (4.7)$$

und Integration ergibt sich für die Verschiebung zu Punkt 1

$$r_1 = r \cdot e^{\alpha_{r1} \cdot \Delta T} \quad (4.8a)$$

$$z_1 = z \cdot e^{\alpha_{z1} \cdot \Delta T} \quad (4.8b)$$

sowie für Punkt 2

$$r_2 = r \cdot e^{\alpha_{r2} \cdot \Delta T} \quad (4.9a)$$

$$z_2 = z \cdot e^{\alpha_{z2} \cdot \Delta T} \quad (4.9b)$$

Damit ein ständiger Kontakt der beiden Oberflächen besteht, müssen nun sowohl P_1 als auch P_2 auf einer gemeinsamen Oberfläche liegen. Die Steigung dieser Oberfläche für eine Temperaturerhöhung um ΔT kann unter Verwendung der Gleichungen (4.8) und (4.9) mit

$$\begin{aligned}\frac{\Delta z}{\Delta r} &= \frac{z_2 - z_1}{r_2 - r_1} \\ &= \frac{z \cdot (e^{\alpha_{z2} \cdot \Delta T} - e^{\alpha_{z1} \cdot \Delta T})}{r \cdot (e^{\alpha_{r2} \cdot \Delta T} - e^{\alpha_{r1} \cdot \Delta T})}\end{aligned}\quad (4.10)$$

angegeben werden. Wenn jetzt ΔT gegen 0 geht, gehen auch die Verschiebungen Δz sowie Δr gegen 0. Damit ergibt sich für Gleichung (4.10)

$$\frac{dz}{dr} = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \left(\frac{z \cdot (e^{\alpha_{z2} \cdot \Delta T} - e^{\alpha_{z1} \cdot \Delta T})}{r \cdot (e^{\alpha_{r2} \cdot \Delta T} - e^{\alpha_{r1} \cdot \Delta T})} \right) \quad (4.11)$$

und beim Grenzübergang mit L'Hospital

$$\frac{dz}{dr} = \frac{(\alpha_{z2} - \alpha_{z1}) \cdot z}{(\alpha_{r2} - \alpha_{r1}) \cdot r} \quad (4.12)$$

Durch anschließende Integration

$$\int \frac{1}{z} dz = \frac{\alpha_{z1} - \alpha_{z2}}{\alpha_{r1} - \alpha_{r2}} \cdot \int \frac{1}{r} dr$$

ergibt sich für z

$$z = A \cdot r^p \quad (4.13)$$

mit

$$p = \frac{\alpha_{z1} - \alpha_{z2}}{\alpha_{r1} - \alpha_{r2}} \quad (4.14)$$

A ist die Integrationskonstante und kann über Einsetzen einer Randbedingung bestimmt werden. Wenn ein beliebiger Punkt auf der ursprünglichen Oberfläche mit $P_0 = P_0(z_0, r_0)$ bezeichnet wird, ergibt sich durch einsetzen von z_0 und r_0 in Gleichung (4.13) A zu

$$A = \frac{z_0}{r_0^p} \quad (4.15)$$

Übertragen der Theorie auf den C/C-SiC-Einsatz

Für die Dichtfläche nach der oben vorgestellten Theorie wurden separate Adapter vorgesehen. Dies hat den Vorteil, daß der Adapter einfach zu fertigen ist und daher einfacher verschiedene Winkel oder Materialien getestet werden können. Für die Adapter wird der isotrope Werkstoffe

Siliziumkarbid (SiC), als metallisches Material Inconel 600 verwendet. Durch die Isotropie der Werkstoffe vereinfacht sich Formel (4.3.2), da jetzt

$$\alpha_{z1} = \alpha_{r1} \quad (4.16)$$

sowie für das isotrope Inconel

$$\alpha_{z2} = \alpha_{r2}. \quad (4.17)$$

gilt. Damit gilt auch $p = 1$ sowie nach Gleichung (4.15) $A = \frac{z_0}{r_0}$. Für isotrope Materialien vereinfacht sich Formel (4.13) also auf die Formel für eine Gerade mit der Steigung A . Im vorliegenden Fall dehnt sich das Inconelrohr in der Länge, weshalb die Dichtflächen den Kontakt verlieren würden. Da sich das Rohr und die Dichtflächen jedoch auch in radialer Richtung ausdehnen, verschiebt sich die Kontaktfläche zwar etwas, es bleibt jedoch immer ein Kontakt bestehen, über den abgedichtet werden kann. Um dieses Konzept in den zylindrischen Einsatz zu integrieren, wird der Einsatz am unteren Ende an zwei Seiten plan gefräst. Die Maße des Einsatzes ergeben sich dann aus der Überlegung, eine größtmögliche Dichtfläche zu erreichen und der gleichzeitigen Beschränkung des Durchmessers des Einsatzes von ca. 36,6 mm. Diese Beschränkung resultiert aus dem Herstellungsverfahren, bei dem die Bauteile aus massiven C/C-SiC-Platten herausgearbeitet werden. Diese C/C-SiC-Platten können bisher bis ca. 36,6 mm Dicke in einer guten Qualität hergestellt werden. Wenn der Einsatz nun mittels Gewinde an der Hülle fixiert werden soll, wird für das Gewinde eine schräge Lage der Fasern nach [14] benötigt. Damit entspricht der Durchmesser des Einsatzes der Dicke der Platte, aus der er herausgearbeitet wird. Die Abmessungen wurden nun wie folgt festgelegt. Für das Druckloch sollte mindestens ein Durchmesser von 3 mm gewählt werden, da sonst, wie in Kapitel 6 beschrieben, die Signalverzögerung sehr hoch wird. Für die Metallrohre werden die Standardmaße mit 6 mm Aussen- und 4 mm Innendurchmesser verwendet. Auf diesem Rohr wird dann noch das Gewinde für die Befestigung der Dichtmutter angeschweißt. Für die konische Dichtfläche wird an einem Ende noch ein Stopfen aufgeschweißt, der auch zum Abdichten auf dieser Seite genutzt wird. Um das Rohr noch montieren zu können ist eine Bohrung im plangefrästen C/C-SiC-Einsatz notwendig, durch die das Rohr mit aufgeschweißtem Gewinde montiert werden kann. Für diese Bohrung wurde ein Durchmesser von 11 mm gewählt. In Abbildung 4.13 ist der Einsatz mit den gewählten Maßen dargestellt. Für die Adapter werden in den Einsatz auf beiden Seiten 2 mm tiefe Absätze gefräst. Die Adapter werden so ausgelegt, daß der Abstand der Dichtflächen den 11 mm der Bohrung entspricht und somit für die Steigung $A = \frac{z_0}{r_0} = 1$ gilt und sich damit ein Winkel von 45° für den Dichtkonus ergibt. Die benötigte Länge der Dichtfläche kann mit der Formel (4.7) abgeschätzt werden. Bei einem α von $2 \cdot 10^{-5} \frac{1}{K}$, einem ΔT von $1000^\circ C$ sowie einer Länge des Inconels von 11 mm ergibt sich eine Längung des Inconel von 0,22 mm. Da sich diese Längung auf beide Seiten des Rohres aufteilt, ergibt sich für jeden Dichtkonus eine *benötigte Länge* von 0,11 mm. Bei Beachtung einer maximal erlaubten Einsatzdurchmessers von 36,6 mm ergibt sich für die Dichtfläche eine maximale Länge von 3 mm, was weit über der benötigten Länge von 0,11 mm liegt. Damit liegen alle Maße des Einsatzes fest.

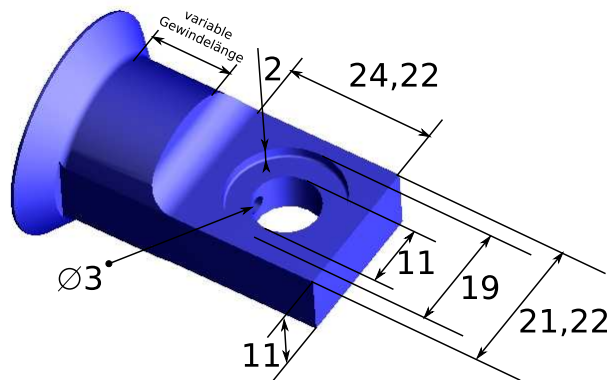


Abbildung 4.13.: Maße des C/C-SiC-Einsatzes

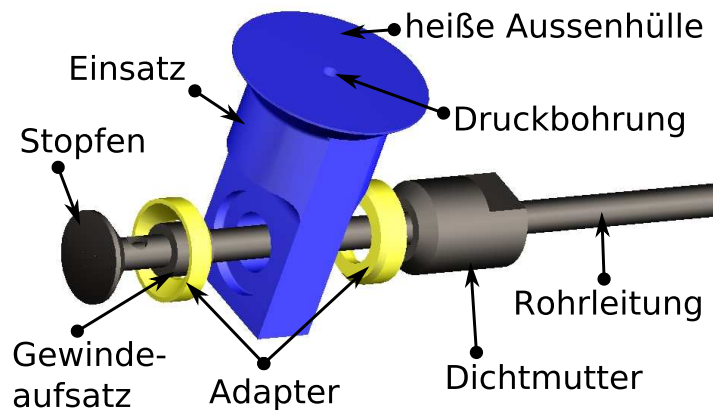


Abbildung 4.14.: Zusammenbau des Einsatzes

4.3.3. Der fertige Einsatz

Mit den vorliegenden Ergebnissen wurde ein Design eines Einsatzes erarbeitet und in Unigraphics konstruiert. Eine Anpassung des Designs an verschiedene Wärmelasten und Sicherungen ist einfach über eine Anpassung der Länge des Gewindeteils möglich. Dies wird bei der Thermalanalyse genutzt, um das Design für eine Nord-Locksicherung anzupassen. Die Maße des Teils des Einsatzes, an den das Inconelrohr montiert wird, sind fest. Eine Zusammenbauzeichnung, die die Verbindung zu dem Inconelrohr verdeutlicht ist in Abbildung 4.14 zu sehen. Die technischen Zeichnungen sind im Anhang B.

5. Thermalanalyse des FADS

Für die Auslegung des Einsatzes wurden unter ANSYS 9.0 transiente Temperaturfeldberechnungen durchgeführt. Dafür wurde ein vereinfachtes Thermalmodell erstellt um Parameter wie die benötigte Dicke der Isolationsschichten sowie den benötigten Abstand des Inconelrohres von der Aussenhülle bei den konstruktionsbedingten Abmessungen des Einsatzes (siehe dazu Kapitel 4) zu bestimmen. Außerdem wurde so die benötigte Länge der Hülse für die Nord-Lock-Sicherung aus Kapitel 4.3.1 bestimmt, damit die maximal erlaubte Temperatur für die Nord-Lock-Sicherung eingehalten wird. Als Wärmelast wurde zum Einen der erwartete Wärmestrom des geplanten Kliper-Wiedereintrittsfahrzeuges genommen, zum Anderen der erwartete Wärmestrom der EXPERT-Mission. Im vorliegenden Kapitel wird zunächst das verwendete Thermalmodell und danach die Ergebnisse für die verschiedenen Wärmelasten vorgestellt.

5.1. Grundlagen der Thermalanalyse

Die Bestimmung der im Betrieb einer Maschine auftretenden Spannungen und Temperaturen innerhalb eines Bauteils ist wesentlicher Bestandteil der Aufgabe eines Ingenieurs. Versuche, diese Belastungen experimentell zu bestimmen, sind jedoch zeitaufwendig und teuer. Deshalb wird immer größerer Wert darauf gelegt, schon im Vorhinein eine möglichst exakte Aussage über die im Betrieb auftretenden Lasten treffen zu können um die Anzahl der notwendigen Versuche auf ein Minimum zu beschränken. Dafür wurde die Finite-Element-Rechnung entwickelt, die hier kurz allgemein vorgestellt werden soll.

Die Idee der Finite-Element-Rechnung

Um Begebenheiten innerhalb der Natur beschreiben zu können, werden im allgemeinen Differentialgleichungen genutzt. Sie können z.B. aufgestellt werden, um die Verformung eines Bauteils, die Geschwindigkeitsverteilung innerhalb einer Strömung oder die Temperaturverteilung in einem Körper zu beschreiben. Wenn diese Differentialgleichungen gelöst werden, sind die Verteilungen der gesuchten Größen bekannt. Diese Differentialgleichungen sind jedoch meist nicht mehr geschlossen analytisch/algebraisch lösbar, weshalb für ihre Lösung verschiedene numerische Lösungsverfahren entwickelt wurden, die darauf beruhen, die gesuchte Lösung durch eine Ansatzfunktion anzunähern. Die Koeffizienten dieser Ansatzfunktion werden dann so bestimmt, daß eine möglichst gute Näherung an die reale Lösung erreicht wird. Da die Differentialgleichungen jedoch normalerweise ein großes Gebiet mit großen Veränderungen der gesuchten Größen umfassen, müssen als Ansatzfunktionen in solchen Fällen Funktionen hoher Ordnung gewählt werden, um eine gute Näherung zu erreichen. Eine Erhöhung der Genauigkeit

ist nur möglich, wenn die Ordnung der Ansatzfunktion erhöht wird. Bei komplexen Geometrien eines zu berechnenden Bauteils stößt diese Methode daher schnell an rechnerische Grenzen. Probleme ergeben sich bei solchen Näherungen auch immer dort, wo die Lösung nicht stetig ist. Dies tritt in der Realität z.B. an Krafteinleitungspunkten auf. Um diese Probleme zu umgehen, wurde die Finite-Element-Methode entwickelt. Hier wird das Bauteil in einzelne Abschnitte, die Elemente, eingeteilt. Die Punkte, an denen die Elemente zusammenstoßen werden als Knoten bezeichnet. Die gesuchten Parameter, wie z.B. Temperatur, heißen hier Freiheitsgrade und werden für jeden Knoten bestimmt. Dazu wird zwischen den Knoten wieder eine Ansatzfunktionen aufgestellt. Da sich die Elemente jedoch nur über einen Teilbereich des Bauteils erstrecken, können hier im einfachsten Fall lineare Ansatzfunktionen gewählt werden. Um die Genauigkeit der Lösung zu erhöhen, muss nun nicht die Ordnung der Ansatzfunktion erhöht werden, sondern es wird einfach die Anzahl der Elemente erhöht. Dadurch kann die FEM sehr flexibel angepasst werden, indem einfach in den Bereichen des Bauteils, in denen sich die gesuchten Größen stark ändern, die Anzahl der Elemente erhöht wird. Unstetige Verläufe können einfach dadurch modelliert werden, daß die Elementgrenzen an den Krafteinleitungspunkten gesetzt werden.

Wärmeleitung und Strahlung

In ANSYS besteht die Möglichkeit alle für die Temperatur relevanten Vorgänge zu simulieren. Dazu gehören Wärmestrahlung, Wärmeübergang, Wärmeleitung und Phasenwechsel von Materialien. In der vorliegenden Analyse wurden jedoch nur die Wärmestrahlung und die Wärmeleitung genutzt, indem der RFK über Wärmestrahlung Energie an die Umgebung abgibt, und über Wärmeleitung Energie in das Innere des Modells gelangt. Die Wärmestrahlung beschreibt die Wärmeübertragung durch elektromagnetische Wellen. Der Wärmestrom hängt dabei über das Stefan-Boltzmann-Gesetz (5.1) von der Temperatur des Körpers ab.

$$\dot{Q}_{rad} = A \cdot \sigma \cdot \varepsilon \cdot T^4 \quad (5.1)$$

A ist die strahlende Fläche, σ ist die Stefan-Boltzmann-Konstante und beträgt $5,6697 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$ und ε ist die Emmissivität der Oberfläche. Für den theoretisch besten Strahler, für einen sogenannten schwarzen Strahler, gilt dabei $\varepsilon = 1$. Jede reale Oberfläche hat eine geringere Emmissivität. Die Wärmeleitung beschreibt die Leitung von Wärme in einem Körper. Sie wird durch das Fouriersche Gesetz (5.2) beschrieben.

$$\dot{Q}_{Struktur} = -\lambda \cdot A \cdot grad(T) \quad (5.2)$$

Dabei ist λ die stoffabhängige Wärmeleitzahl und A die wärmeleitende Fläche. Das Gesetz beschreibt den Wärmefluss in einem Festkörper aufgrund eines Temperaturgradienten. Ohne Wärmezufuß von aussen würde durch diesen Wärmefluss der Temperaturgradient ausgeglichen, bis sich ein thermisches Gleichgewicht einstellt.

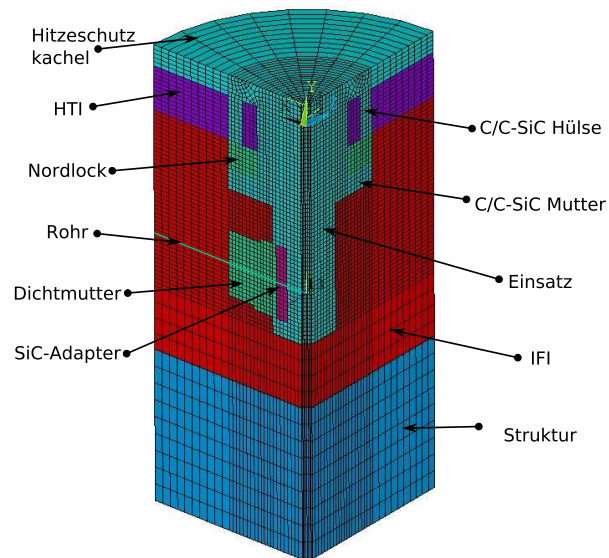


Abbildung 5.1.: Thermalmodell mit Nord-Lock-Sicherung

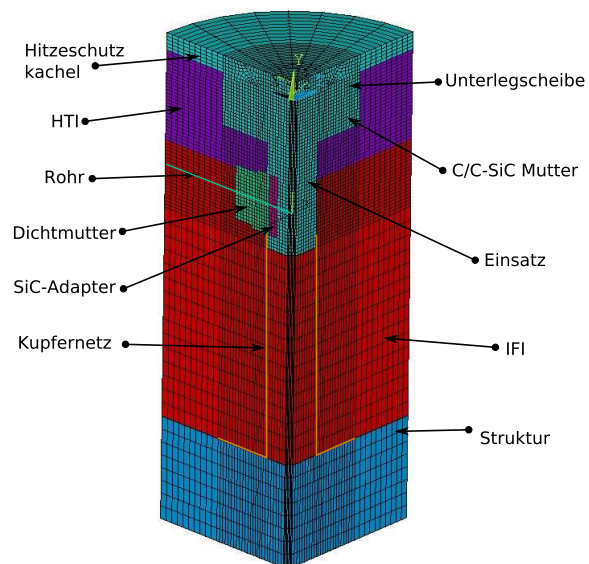


Abbildung 5.2.: Thermalmodell mit Sicherung über Unterlegscheibe

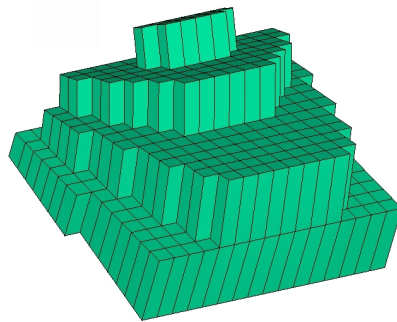


Abbildung 5.3.: Modellierung der Dichtmutter in den Thermalmodellen

5.2. Beschreibung der Thermalmodelle

Für ANSYS mussten letztendlich zwei leicht unterschiedliche Modelle erstellt werden. Das erste Modell, wie in Abbildung 5.1 zu sehen, bildet den Einsatz mit einer Nord-Lock-Sicherung nach, wie es zur Simulation der EXPERT-Mission eingesetzt wurde. Da jedoch der Klipervärmestrom über lange Zeit zu sehr hohen Temperaturen führt, kann hier nicht mit einer Nord-Lock-Sicherung gearbeitet werden. Damit die Temperatur an der Nord-Lock-Sicherung die Maximaltemperatur von 1200°C nicht überschreitet, wäre ein sehr großer Abstand der Sicherung zur Aussenhülle nötig gewesen. Um die Temperatur in der Struktur auf einem akzeptablen Niveau zu halten, wäre damit auch eine sehr große Dicke des TPS nötig geworden. Daher wurde ein Modell erstellt, bei dem eine Sicherung über eine Unterlegscheibe, wie in 4.3.1 beschrieben, untersucht wurde. Dieses Modell ist in Abbildung 5.2 zu sehen. Zusätzlich wurde in dieses ANSYS-Modell ein Kupfernetz als Wärmebrücke vom Einsatz in die Struktur eingebaut. Durch die Erhöhung des Wärmestroms von dem Einsatz in die Struktur sinkt die Temperatur im Einsatz, während die Temperatur in der Struktur steigt. Durch die wesentlich höhere gesamte Wärmekapazität der Struktur sinkt die Temperatur im Einsatz jedoch wesentlich stärker, als sie in der Struktur steigt. Eine solche Wärmebrücke in Form eines Kupfernetzes war auch für die X-38 vorgesehen und wird von Reimer in [10] beschrieben. Durch diese Wärmebrücke konnte hier die Temperatur soweit abgesenkt werden, daß der Anschluss des Inconelrohres bei einer noch vernünftigen Länge des Einsatzes möglich wurde. Beide Thermalmodelle wurden einem strahlungsgekühlten TPS in Ständerbauweise, wie in Kapitel 2.2 beschrieben, nachempfunden. Modelliert wurde jedoch nur ein Viertelkreis des Bereichs um einen FADS-Sensor. Dafür wurden zunächst die um eine gemeinsame Achse rotationssymmetrischen Teile in Ansys modelliert. Diese Teile sind die Hitzeschutzkachel, der Einsatz, die C/C-SiC-Mutter, die Sicherung, die Hülse, 2 verschiedenen Isolationsschichten sowie die Fahrzeugstruktur. In diesen Körper wurden dann die nicht zur Rotationsachse symmetrischen Inconelteile und die SiC-Adapter eingebaut. Durch diese Vorgehensweise entsteht für diese Teile eine Form wie in Abbildung 5.3, die nicht der eigentlichen Form der Teile entspricht. Es wurde jedoch darauf geachtet, den richtigen Radius abzubilden und damit auch den richtigen minimalen Abstand zur Hülle

5. Thermalanalyse des FADS

		max. Einsatztemp.	ϵ	Wärmeleitung	Wärmekapazität
		[K]		[W/mK] (200°C/1650°C)	[J/kgK] (25°C/1400°C)
C/C-SiC	\perp	≈ 2000	0,85	9/7,5	750/1550
	\parallel	≈ 2000	0,85	18,5/17	750/1550
SiC		≈ 2000	0,85	220/63	300/1300
Aluminium		≈ 400	-	200	945
Inconel600		1600	-	17,3/29,3	486/628
Kupfer		1200	-	350	385
IFI		1500	0,75-0,36	0,04/0,24	1000
HTI		≈ 2000	-	0,05/0,24	418,7

Tabelle 5.1.: Die wichtigsten Daten der verwendeten Materialien

sowie das Volumen einzuhalten. Als Material für die äußere Hitzeschutzkachel, den Einsatz sowie die Mutter und die Unterlegscheibe oder Hülse wird das beim DLR entwickelte C/C-SiC Verbundmaterial genutzt. Aus diesem Material wurde auch die Nasenkappe der X-38 gefertigt und qualifiziert. Ausserdem wurde es in diesem Jahr bei dem Wiedereintritt einer russischen Foton-Forschungskapsel unter realen Bedingungen getestet. Eine erste Auswertung dieses Versuchs deutet auf die hervorragende Eignung dieses Materials für den Wiedereintritt hin. Leider liegen zu diesem Versuch jedoch noch keine Veröffentlichungen vor. Als äußere Isolations-schicht wurde eine Hochtemperaturisolierung (HTI, High Temperature Insulation) auf Aluminiumoxidbasis verwendet. Um Gewicht zu sparen, wurde ab einer Temperatur von ca. 1200°C dann eine etwas leichtere interne flexible Isolierung (IFI, Internal Flexible Insulation) verwendet. Für die Unterstruktur des RFK wird Aluminium verwendet. Wegen der hohen angestrebten Temperaturen für die Verbindung von C/C-SiC-Einsatz und metallischer Druckleitung ist für das Druckrohr und die Dichtmutter Inconel600 vorgesehen. Der Adapter ist aus Siliziumkarbid (SiC). Für die Wärmebrücke wurde ein Kupfernetz vorgesehen. Die wichtigsten Eigenschaften der Materialien sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst. Die Materialdaten für C/C-SiC, Aluminium, Kupfer, IFI und HTI wurden von früheren Berechnungen des DLR übernommen. Die Materialdaten für Inconel600 wurden [17] entnommen. Die Daten für SiC entsprechen Angaben der Firma *Rohm und Haas Advanced Materials*

Bestimmung der Strukturdicke für die Thermalanalyse

Um den Einfluss der Strukturmasse auf den Temperaturverlauf abschätzen zu können, wurden Rechnungen mit einer angenommen Strukturdicke von 2 mm und 10 mm gemacht und verglichen. Es zeigte sich, daß dabei nur Unterschiede im Temperaturverlauf in der Struktur auftreten, der Temperaturverlauf über den Einsatz und die Isolierung hinweg jedoch so gut wie gar nicht beeinflusst wird. Da die Strukturtemperatur jedoch die benötigte Isolationsdicke maßgeblich bestimmt, ist eine möglichst realistische Abschätzung der Strukturtemperaturen notwendig, was wiederum eine möglichst realistische Schätzung der Strukturmasse erfordert. Durch die relativ hohe Wärmeleitfähigkeit der Aluminiumstruktur, kann hier nicht einfach eine für Wiedereintrittsfahrzeuge typische Strukturdicke genommen werden. Da sich die eingeleitete Wärme jedes FADS-Ports auf die gesamte Strukturmasse verteilt wäre die Masse, und damit

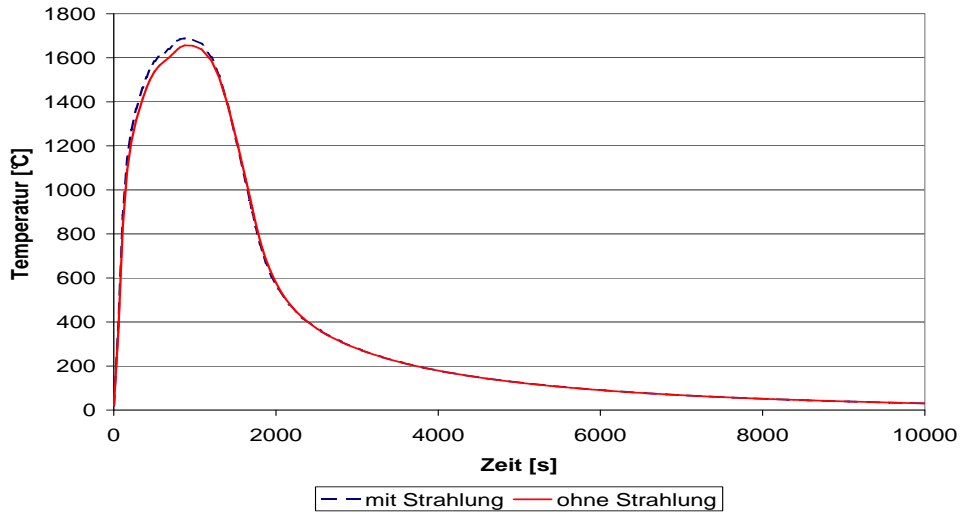


Abbildung 5.4.: Einfluss des Strahlungsaustausches innerhalb der Druckbohrung

die Wärmekapazität, kleiner als in der Realität. Deshalb wurde zunächst die an der kompletten Nasenkappe zur Verfügung stehende Strukturmasse abgeschätzt. Bei gegebenem Aussendurchmesser sowie Dicke der Struktur in der Nasenkappe kann das Volumen der Struktur über ein Halbkugelvolumen, aus dem eine Halbkugel mit R_i herausgeschnitten wird, mit

$$V_{Struktur} = \frac{4}{6} * \pi * (R_a^3 - R_i^3) \quad (5.3)$$

abgeschätzt werden. Dabei ist R_a der Aussenradius und R_i der Innenradius der Struktur. Da das Thermalmodell in ANSYS nur aus einem Viertelkreis besteht und die Wärmelast als ein flächenspezifischer Wärmestrom aufgebracht wird, muss das Volumen anschließend noch geviertelt werden. Das so erhaltene Volumen wird dann durch die Anzahl der vorhandenen Sensoren geteilt, um das jedem Sensor zur Verfügung stehende Volumen zu erhalten. Zusätzlich können hier noch weitere Wärmesenken in die Struktur wie etwa die Befestigungsbolzen berücksichtigt werden. In ANSYS wird nun die Strukturdicke des Modells so angepasst, daß die so bestimmte Masse in der Simulation berücksichtigt wird. Angenommen wurden ein Aussendurchmesser der Aluminiumstruktur in der Nasenkappe von 600 mm sowie ein Strukturdicke von 20 mm. Für die Anzahl der FADS-Sensoren wurde die von Whitmore in [9] vorgeschlagene Konfiguration mit 6 Sensoren verwendet. Für die Befestigung der Nasenkappe wurden zusätzlich 8 Bolzen als Wärmebrücken berücksichtigt, da mit 8 Bolzen auch die Nasenkappe der X-38 befestigt wurde.

Einfluss des Strahlungsaustausches innerhalb der Druckbohrung

Durch die hohen Temperaturen im Einsatz ist zu erwarten, daß eine zusätzliche Wärmeleitung durch Strahlung innerhalb der Druckbohrung auftritt. Um den Einfluss dieses Strahlungsaustausches abschätzen zu können, wurde ein vereinfachtes Modell erstellt und der Temperaturverlauf

mit und ohne Strahlung verglichen. In Abbildung 5.4 ist der Temperaturverlauf am Boden einer Druckbohrung zu sehen. Wie aus der Abbildung ersichtlich, ist der Einfluss der Strahlung zwar durchaus vorhanden, allerdings nicht sehr stark. Demgegenüber steigt der Rechenaufwand durch die Nichtlinearität des Strahlungsaustausches stark an, weswegen in den späteren Berechnungen dieser Strahlungsaustausch nicht mehr berücksichtigt wird.

5.3. Lastfälle

Als Wärmeströme wurden in der Thermalanalyse der Wärmestrom des Kliper-RFKs und der EXPERT-Forschungskapsel, wie in Kapitel 2 beschrieben, benutzt. Der zeitabhängige und flächenspezifische Wärmestrom wird als Last auf die Hülle des Thermalmodells aufgebracht. Dazu wird das Wärmestromprofil in verschiedene Lastschritte eingeteilt, zwischen denen der Wärmestrom linear ansteigt. Die Abstrahlung von Wärme von der Hülle an die Umgebung wird über einen *Space-Node* realisiert. Die Temperatur dieses Space-Nodes steigt dabei je nach Höhe des RFK in der Atmosphäre von Anfangs 148,5 K auf 293 K an. Für die Berechnung werden am Anfang alle Knoten des Modells auf 322 K gesetzt. Diese Temperatur resultiert aus einer Systemanalyse über die Bedingungen beim Wiedereintritt von Kliper.

5.4. Ergebnisse der Thermalanalyse

5.4.1. Berechnungen für Kliper

Für den Kliper-Wärmestrom wurde das Thermalmodell mit C/C-SiC-Unterlegscheibe aus Abbildung 5.2 verwendet. Damit das Thermalmodell aussagekräftige Werte über die auftretenden Temperaturen liefert, ist es wichtig, daß die Massen und Abmessungen des Thermalmodells mit denen der echten Bauteile möglichst gut übereinstimmen. Wie schon erwähnt, wurden die Bauteile der Inconelverschraubung jedoch nicht exakt nachgebildet, sondern erst im Nachhinein in das Modell integriert, indem Elemente ausgewählt und dann das Material der ausgewählten Elemente verändert wurde. Die Volumen von Gewindeaufsatz, Stopfen und Dichtmutter wurden zusammengezählt und dann die Länge der Dichtmutter im Thermalmodell so angepasst, daß ein vergleichbares Volumen aus Inconel entstand. Außerdem wurde darauf geachtet, daß der Durchmesser der Dichtmutter im Thermalmodell ungefähr dem des CAD-Modells entspricht. Da dies nicht 100%-ig möglich war, wurde für das Thermalmodell mit 17,4 mm ein etwas größerer Durchmesser gewählt. Dadurch ist sichergestellt, daß die Maximaltemperatur an der Dichtmutter durch das Thermalmodell immer etwas zu hoch und nicht zu niedrig ermittelt wird. Entsprechend wurden auch die SiC-Adapter in das ANSYS-Modell eingefügt. Da das Thermalmodell nur ein Viertel der eigentlichen Teile abbildet, sind die Volumen aus ANSYS noch mit 4 zu multiplizieren. Ein Vergleich der Volumen der einzelnen Bauteile ist Tabelle 5.2 zu entnehmen. Um die Maximaltemperaturen in den Bauteilen einzuhalten, wurden bei dieser Analyse hauptsächlich die Dicke des Kupfernetzes sowie der Abstand von Struktur zur Spitze des Einsatzes variiert. Außerdem wurde der Abstand von Aussenhülle zur IFI-Isolierung variiert. Ziel war möglichst früh IFI verwenden zu können, um durch seine geringere Dich-

	Unigraphics	ANSYS	Differenz
	Volumen [mm^3]	Volumen [mm^3]	Volumen [mm^3]
Einsatz	18491,2	4*4613,8	36
C/C-SiC-Mutter	10913,9	4*2711	69,9
C/C-SiC-Sicherung	10913,9	4*2711	69,9
Inconel	4550,8	4*1118,3	77,6
SiC	1372	4*351,4	-33,6

Tabelle 5.2.: Volumenvergleich Thermalmodell mit CAD-Modell bei Kliper

te gegenüber HTI Gewicht einzusparen. Die Länge des Einsatzes kann sinnvoll nur über eine Variation der Gewindelänge erfolgen, da die Inconelverschraubung feste Maße hat. Die Gewindelänge wurde hier mit 15 mm angenommen. Da die C/C-SiC-Unterlegscheibe den gleichen Temperaturbeschränkungen unterliegt wie der Einsatz, sind Temperaturprobleme hier nicht zu erwarten. Eine noch kürzere Gewindelänge erschien hierbei nicht vernünftig, da eine minimale Gewindelänge von ca. 6 mm für eine Schraubverbindung in C/C-SiC benötigt wird. Für die Unterlegscheibe, die ja auch eine eventuelle Krümmung der Aussenhülle ausgleichen muss, sind somit knapp 9 mm vorgesehen. In Tabelle 5.3 sind die wichtigsten auftretenden Maximaltemperaturen sowie der Zeitpunkt des Auftretens im TPS für die letztendlich gewählten Abmessungen zu sehen. Die Maximaltemperatur der Hülle tritt dabei am Rand des Modells auf, da der Einsatz viel Energie nach innen abführt. In Abbildung 5.5 ist der zeitliche Temperaturverlauf für diese Knoten angegeben. Für das Kupfernetz ergab sich eine leitende Dicke von 0,7 mm. Die Maße für das TPS sind in Tabelle 5.4 zu sehen. Problematisch ist hier noch die Temperatur in der Struktur, die weit über der maximal erlaubten Temperatur liegt. Um dies zu ändern, könnte die Dicke des Kupfernetzes verringert werden, was jedoch gleichzeitig die Temperatur des Einsatzes erhöhen würde, weshalb die erlaubte Temperatur für die Inconelverschraubung von momentan 1000°C hochgesetzt werden müsste. Dies sollte prinzipiell möglich sein, da die maximal erlaubte Temperatur für die Inconelverschraubung theoretisch nur von dem verwendeten Material abhängt. Außerdem könnte natürlich die Dicke der Isolierung auf über 11,5 cm erhöht werden. Zuletzt könnte auch die Masse der Struktur erhöht werden. Da für die Temperatur der Struktur jedoch auch andere Faktoren, wie nach Blosser in [18] beispielsweise die Leitung von Wärme in die weitere Struktur des RFK, berücksichtigt werden müssen, ist dieses Problem im Rahmen dieser Arbeit nicht endgültig zu lösen, weshalb auf eine weitere Optimierung aus Zeitgründen verzichtet wurde.

5. Thermalanalyse des FADS

Beschreibung	Knotennr.	max. Temperatur [K]	Zeitpunkt [s]
Hülle	661	2025	545
Kupfernetz	327	1195	950
IFI	12227	1488	931
Dichtmutter	5345	1288	919
Struktur	1910	634	2270

Tabelle 5.3.: Maximaltemperaturen bei Kliper

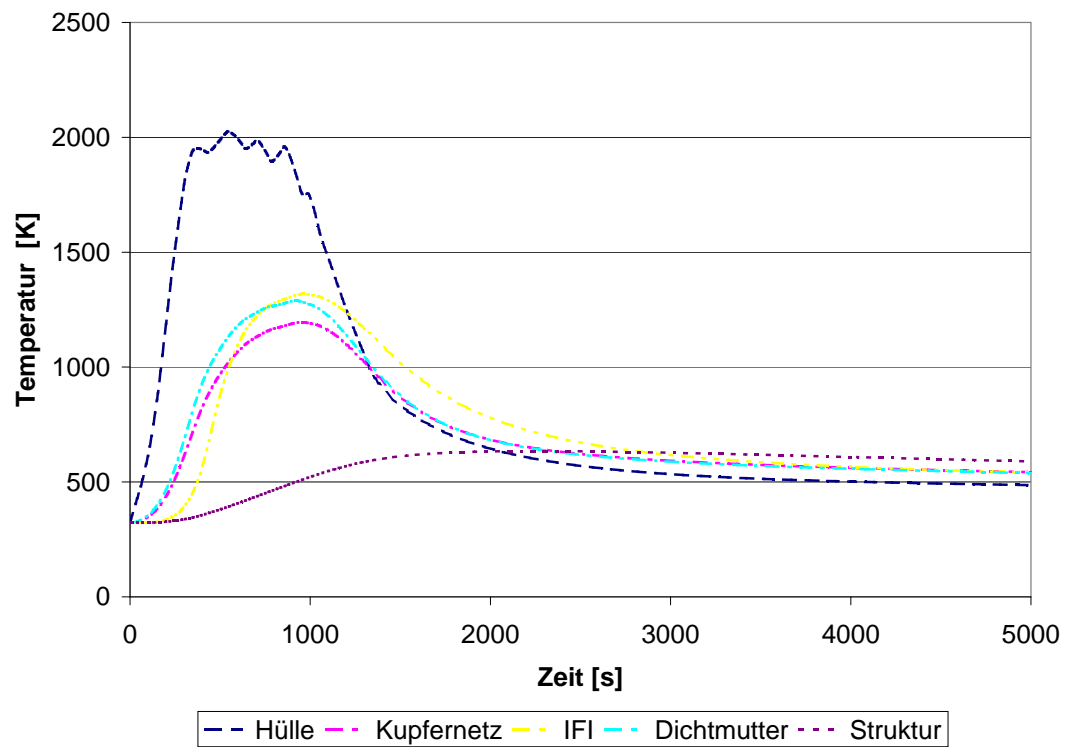


Abbildung 5.5.: Temperaturverlauf im Einsatz für Kliper

Gewindelänge	10 mm
Einsatzlänge	50 mm
Dicke des Kupfernetzes	0,7 mm
Abstand IFI - Hülle	25 mm
Gesamtdicke des TPS	120 mm

Tabelle 5.4.: Maße für Einsatz und TPS aus Thermalanalyse

	Unigraphics	ANSYS	Differenz
	Volumen [mm^3]	Volumen [mm^3]	Volumen [mm^3]
Einsatz	24347	4*6049,33	150
C/C-SiC-Mutter	10913,9	4*2711	69,9
Inconel	4550,8	4*1118,3	77,7
SiC	1372	4*351,4	-33,6

Tabelle 5.5.: Volumenvergleich Thermalmodell mit CAD-Modell für Expert

5.4.2. Berechnungen für EXPERT

Für EXPERT entstehen durch den höheren Wärmestrom auch höhere Temperaturen an der Hülle. Da die Lasten jedoch sehr viel kürzer anliegen, entstehen im Inneren des TPS jedoch nicht so hohe Temperaturen wie bei Kliper. Deshalb ist hier eine Sicherung der C/C-SiC-Verschraubung über Nord-Lock-Unterlegscheiben einfacher möglich. Die Isolationsdicke wird hier nicht durch die Temperatur in der Struktur diktiert, sondern wurde so gewählt, daß zwischen heißer Spitze des Einsatzes und Struktur noch 15 mm Isolierung liegen. Auf eine Wärmebrücke vom Einsatz in die Struktur konnte komplett verzichtet werden. Die Optimierung des Designs bezog sich hier auf den Abstand der Nord-Lock-Sicherung zur Hülle. Da dieser Abstand sich nach 4.3.1 sowohl durch die sich ändernde Temperatur, als auch durch die sich ändernde Länge des Gewindeteils des Einsatzes auf die entstehenden Spannung in Einsatz und Hülse auswirkt, musste diese Optimierung iterativ erfolgen. Da die auf Druck belastete Hülse aus C/C-SiC höhere Spannungen erträgt, als die in 4.3.1 abgeleiteten $70 \frac{N}{mm^2}$ wurde außerdem über die Querschnittsfläche der Hülse eine Anpassung an die erwarteten Spannungen vorgenommen. In Tabelle 5.5 sind wieder die wichtigsten Volumen und Radien der CAD-Modelle und des Thermalmodells verglichen. In Tabelle 5.6 sind die wichtigen Maximaltemperaturen aufgetragen. Die Temperatur an der Dichtmutter ist hier schon wesentlich unter den für die Kliper-Analyse festgelegten $1000^\circ C$. Hier könnte auch wieder eine Hartlötverbindung wie für die X-38 vorgesehen, genutzt werden. Zu erwähnen ist hier noch, daß die Maximaltemperaturen an der Aussenhülle über den erlaubten Maximaltemperaturen für C/C-SiC liegen. Daher wird die Aussenhülle hier ablatieren und ist damit auch nicht wiederverwendbar. Dies ist jedoch auch nicht gefordert und da die maximal erlaubten Temperaturen nur für ca. 30 s überschritten werden, wird hier nicht mit Problemen gerechnet. Außerdem hat C/C-SiC nach [12] ein gleichmäßiges Abbrandverhalten, weshalb es durchaus auch als Ablator genutzt werden kann. Durch den Effekt des Einsatzes als Wärmesenke ist die höchste Temperatur der Hülle in dem Modell wieder am Rand zu finden. Die Länge des Gewindeteils des Einsatzes wurde zu 26 mm bestimmt. Mit einer Mutterlänge von 5 mm sowie einer Dicke der Nord-Lock-Sicherungsscheibe von 6,6 mm ergibt sich damit eine Länge der Hülse von 14,4 mm. Bei einer Temperatur von 930 K für die Nordlocksicherung, sowie einer Querschnittsfläche der Hülse von 294,5 mm, ergibt sich für die Hülse eine Druckspannung von $97 \frac{N}{mm^2}$ und in der Schraube eine Zugspannung von $63 \frac{N}{mm^2}$. Der zeitliche Verlauf der in der Tabelle aufgeführten Knoten ist in Abbildung 5.6 zu sehen. Die sich aus diesen Temperaturen ergebenden Maße für den Einsatz und das TPS sind in Tabelle 5.7 zu sehen.

5. Thermalanalyse des FADS

Beschreibung	Knotennr.	max. Temperatur [K]	Zeitpunkt [s]
Hülle	793	2200	114
Nord-Lock	8878	930	185
IFI	11373	1290	135
Dichtmutter	5441	740	457
Einsatzspitze	651	730	491
Struktur	2056	322	k.A.

Tabelle 5.6.: Maximaltemperaturen bei Expert

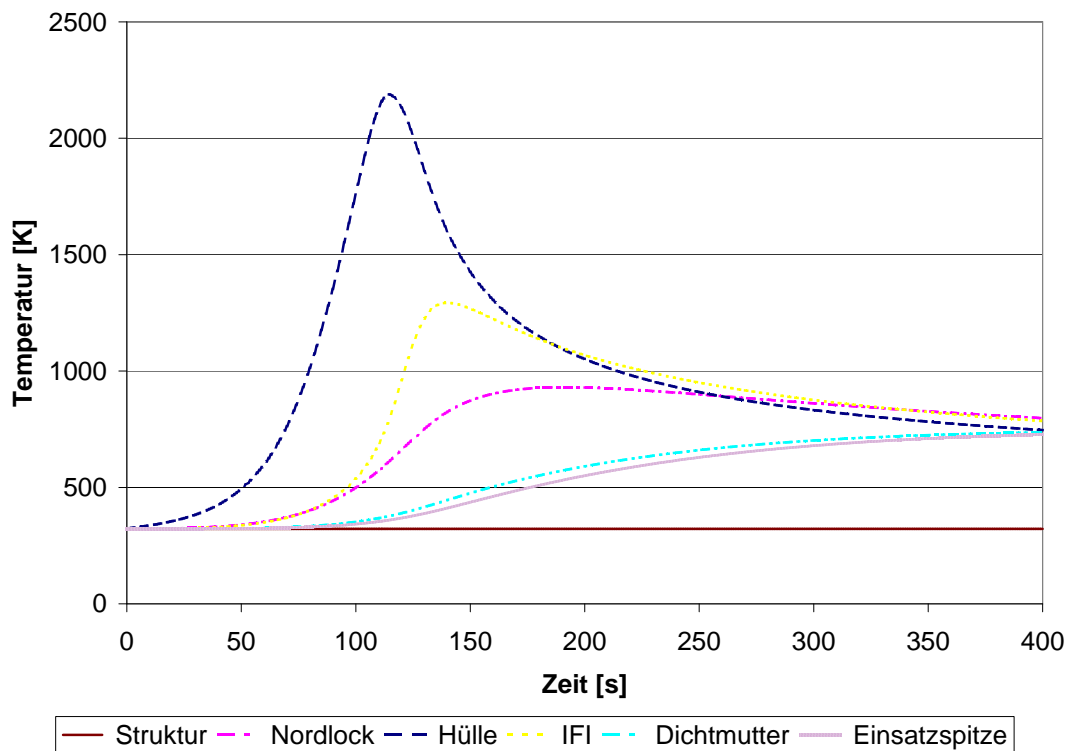


Abbildung 5.6.: Ergebnisse der Thermalanalyse für Expert

Einsatzlänge	61 mm
Abstand IFI - Hülle	7 mm
Länge der Hülle	14,4 mm
Querschnittsfläche der Hülle	294,5 mm ²
Länge der C/C-SiC-Mutter	5 mm
Gesamtdicke des TPS	76 mm

Tabelle 5.7.: Maße für den Einsatz mit Expert-Wärmestrom

6. Analyse der Messleitung

Aufgrund von Platzmangel sowie der extremen Temperaturen an den eigentlichen Messstellen, kann der statische Druck beim FADS nicht immer direkt an der Messstelle bestimmt werden, sondern muss erst über Rohrleitungen an die Sensoren weitergeleitet werden. Dadurch wird dann allerdings nicht mehr das eigentlich Signal gemessen, sondern ein durch das Leitungssystem verändertes. Bei der Nutzung dieser Druckwerte muss daher sichergestellt sein, daß dies auch berücksichtigt wird. Bei einfachen Auslenkungen des Messdruckes sind solche Signalstörungen noch einfach vorherzusagen. Daher wird in diesem Kapitel zunächst eine von Sinclair und Robins in [19] entwickelte Methode für die Bestimmung der Signalverzögerung bei einer stufenförmigen Änderung des Druckes vorgestellt. Hier können die Größen, die bei der Druckmessung berücksichtigt werden müssen, gut erkannt werden. Im nächsten Teil wird dann ein Ansatz vorgestellt um die Messverzögerung bei einem zeitlich veränderlichen Messdruck zu bestimmen. Bei zufälligen oder schwingenden Druckänderungen an der Messstelle muss zusätzlich noch beachtet werden, daß die Amplituden dieser Schwingung im Leitungssystem durch Resonanz verändert werden und es zu Phasenverschiebungen kommt. Im zweiten Teil dieses Kapitels werden daher Veröffentlichungen kurz vorgestellt, die sich mit diesem Thema beschäftigen.

6.1. Grundlagen

6.1.1. Die verschiedenen Strömungsbereiche

Für die Ausbreitung des Druckes in einem Rohr ist es entscheidend, welcher Strömungsbereich vorliegt. Wenn die Dichte sehr gering ist, so daß die Stöße der Teilchen mit der Rohrwandung überwiegen, spricht man von einer Molekularströmung. Dagegen spricht man bei einer überwiegend von Stößen zwischen den Teilchen dominierten Strömung von einem Kontinuum und damit von einer Kontinuumsströmung. Ein Maß dafür, welche dieser Strömungsarten vorliegt, ist die Knudsenzahl Kn . Mit ihr werden die Strömungsbereiche in die folgenden Bereiche aufgeteilt:

- Molekularströmung $10 < Kn$
- Übergangsbereich $10^{-1} < Kn \leq 10$
- Gleitströmungsbereich $10^{-2} < Kn \leq 10^{-1}$
- Kontinuumsströmung $Kn \leq 10^{-2}$

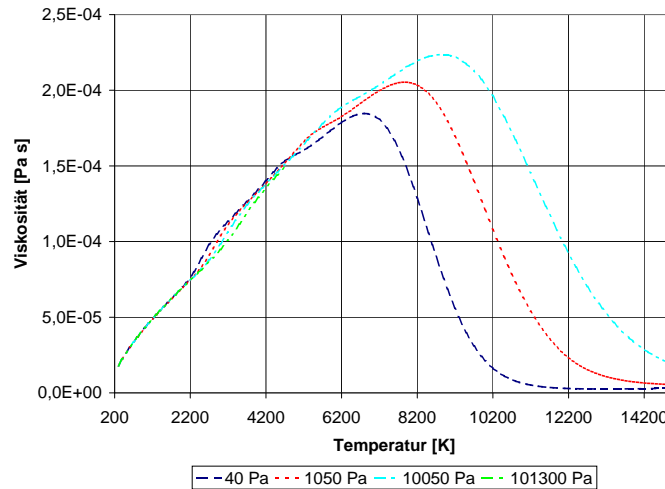


Abbildung 6.1.: Viskositätsverlauf von Luft für verschiedene Drücke; Datenquelle:IRS

Die Knudsenzahl ist dabei nach [20] definiert als

$$Kn = \frac{\bar{l}}{L} \quad (6.1)$$

mit der mittleren freien Weglänge \bar{l} und einer charakteristischen makroskopischen Größe L . Für Rohrströmungen wird als makroskopische Größe der hydraulische Durchmesser verwendet, der bei kreisförmigen Rohren dem Durchmesser d entspricht. Für die Bestimmung der mittleren freien Weglänge wird in der kinetischen Gastheorie ein Modell verwendet, bei dem die Teilchen als starre Kugeln angesehen werden. Die mittlere freie Weglänge ergibt sich mit diesem Modell nach [20] zu

$$\bar{l} = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot n \cdot \sigma^2} \quad (6.2)$$

mit der Teilchendichte n und dem Teilchendurchmesser σ . Als Teilchendurchmesser wird nach [21] (S.20) im Allgemeinen ein Wert zwischen $2,2 \cdot 10^{-10} \text{ m}$ und $4,6 \cdot 10^{-10} \text{ m}$ angenommen. Im weiteren wird hier ein Wert von $4 \cdot 10^{-10} \text{ m}$ angenommen. Zuletzt berechnet sich die noch Teilchendichte aus der idealen Gasgleichung zu

$$n = \frac{p}{k \cdot T} \quad (6.3)$$

mit dem Druck p , der Temperatur T und der Boltzmann-Konstante k . Damit kann der vorliegende Strömungsbereich in der Druckleitung abgeschätzt werden.

6.1.2. Dynamische Viskosität

Eine weitere benötigte Größe ist die dynamische Viskosität eines Gases. Ihr Verlauf ist in Abbildung 6.1 für Luft über der Temperatur für verschiedene Drücke dargestellt. Wie ersichtlich

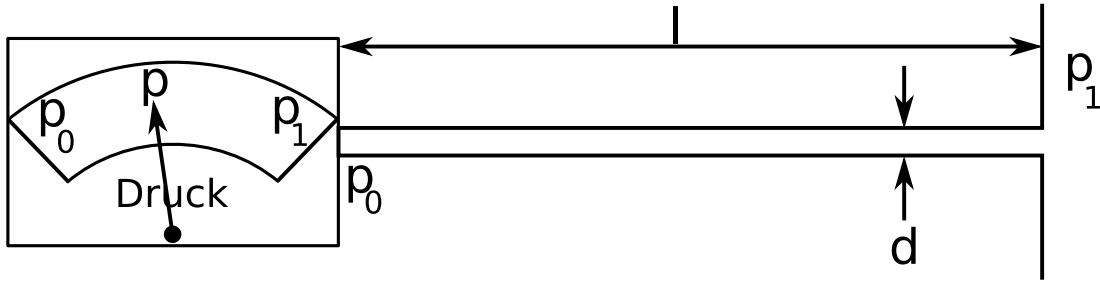


Abbildung 6.2.: Aufbau eines Systems zur Druckmessung

ist sie stark abhängig von der Temperatur, während die Druckabhängigkeit unterhalb einer bestimmten Temperatur zu vernachlässigen ist. Die Werte für das Diagramm entstammen Berechnungen des IRS. Bis zu einer Temperatur von 2200 K ist der Verlauf nahezu linear und erst bei höheren Temperaturen ergeben sich durch die unterschiedlichen Ionisierungen Unterschiede bei unterschiedlichen Drücken. Für die weiteren Berechnungen wurde für die dynamische Viskosität ein linearer Verlauf von $1,8 \cdot 10^{-10} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ bei 300 K bis $7,46 \cdot 10^{-10} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ bei 2200 K angenommen.

6.2. Einflussgrößen für die Signalverzögerung

Gegeben ist ein Meßsystem wie in Abbildung 6.2. Zum Zeitpunkt $t = 0$ befindet sich das System in einem Ungleichgewicht mit $p_1 < p_0$. Um diesen Druckunterschied auszugleichen, muss Fluid aus der Leitung ausfließen. Bis sich so ein Gleichgewicht eingestellt hat, vergeht einige Zeit, in der der Druck am Sensor von p_0 auf p_1 fällt. Der angezeigte Druck zu einem beliebigen Zeitpunkt $t > 0$ wird mit p bezeichnet. Um den Unterschied des angezeigten Druckes zum anliegenden Druck abschätzen zu können, wurde von Sinclair und Robins für die Messung mit einem Manometer in [19] der Zusammenhang in Gleichung (6.4) aus der Hagen-Poiseilleschen-Strömung hergeleitet.

$$t = \frac{128\mu l}{\pi d^4} \left[\frac{V_1}{p_1} \ln \frac{(p_0 - p_1)(p + p_1)}{(p - p_1)(p_0 + p_1)} + \frac{3V_d}{p_0 - p_1} \ln \frac{p_0 + p_1}{p + p_1} + \frac{V_d}{p_0 - p_1} \ln \frac{p_0 - p_1}{p - p_1} \right] \quad (6.4)$$

Dabei ist μ die dynamische Viskosität des Fluids, l die Leitungslänge, d der Leitungsdurchmesser, V_1 das Volumen des kompletten Systems aus Leitung und Sensor, p_1 der Druck an der Messstelle, p_0 der Druck am Sensor zum Zeitpunkt t_0 und p der Druck am Sensor für $t > 0$. V_d bezeichnet die Volumenverdrängung im Manometer bei einer Druckänderung. Wenn dieses Volumen vernachlässigt wird, vereinfacht sich Formel (6.4) zu

$$t = \frac{128\mu l}{\pi d^4} \left[\frac{V_1}{p_1} \ln \frac{(p_0 - p_1)(p + p_1)}{(p - p_1)(p_0 + p_1)} \right] \quad (6.5)$$

Die Gleichung gilt streng genommen nur für gerade Rohre und laminare Strömungen. Messungen in [19] ergaben jedoch, daß bei nur wenigen Knicken in der Leitung immer noch gute

	Einheit	Wert
Durchmesser d	mm	3
Leitungslänge l	mm	2000
dyn. Viskosität μ	$Pa \cdot s$	20E-6
Knudsenzahl (1300 Pa)	—	1,7E-3
Knudsenzahl (10300 Pa)	—	6,3E-7

Tabelle 6.1.: Parameter des Leitungssystems für die Diagramme 6.3, 6.4 und 6.5

Übereinstimmungen mit dieser Theorie erzielt werden. Ob in der Leitung für einen gegebenen Druckunterschied noch eine laminare Strömung vorliegt, kann nach [7] mit

$$\Delta p = - \frac{32 \cdot \mu^2 \cdot l \cdot R_e}{\rho \cdot d^3} \quad (6.6)$$

mit

$$R_e \leq 2000 \quad (6.7)$$

bestimmt werden. R_e ist die sogenannte Reynoldszahl, definiert durch

$$R_e = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad (6.8)$$

mit der Strömungsgeschwindigkeit u , dem Durchmesser der Leitung d und der Dichte des Fluids ρ . Wie aus Gleichung (6.5) ersichtlich, hängt die Zeit, bis am Sensor der Druck p_1 angezeigt wird, damit von dem Röhrendurchmesser d , der Leitungslänge l sowie dem Volumen des Systems V_1 ab. In das Volumen des Systems geht über das Leitungsvolumen auch wieder der Leitungsdurchmesser und die Leitungslänge ein. Außerdem hat auch noch der Anfangsdruck p_0 einen Einfluss, dessen Auswirkung aus Gleichung (6.5) jedoch nicht sofort ersichtlich ist. Die Abbildungen 6.3, 6.4 und 6.5 vermitteln ein Gefühl für die Auswirkungen, die eine Änderung eines dieser Parameter auf die Antwort des Systems hat. Dafür wird ein System angenommen, bei dem das Sensorvolumen vernachlässigt wird, und somit für V_1

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l}{4} \quad (6.9)$$

gilt. Die angenommenen Werte des Systems sind in Tabelle 6.2 zu sehen.

In Abbildung 6.3 ist die Zeit, über dem Unterschied des gemessenen Druckes p zum an der Messstelle anliegenden Druck p_1 aufgetragen. Dafür wurde ein anfänglicher Druckunterschied $p_0 - p_1$ von 300 Pascal (3 mbar) angenommen. Der gemessene Druck p sinkt in diesem Beispiel vom Anfangsdruck p_0 auf den Enddruck p_1 . Deutlich wird hier vor allem der Einfluss des Anfangsdruckes. So dauert es bei einem Anfangsdruck von 1300 Pa fast 2 Sekunden bis wieder der richtige Druck angezeigt wird. Bei einem Anfangsdruck von 10300 Pa vergehen bis zum nächsten Gleichgewicht nur ca. 0,2 Sekunden. Mit steigender Höhe hat man dementsprechend bei der Druckmessung immer mehr Probleme durch diese Zeitverzögerung. Bei den anfänglich

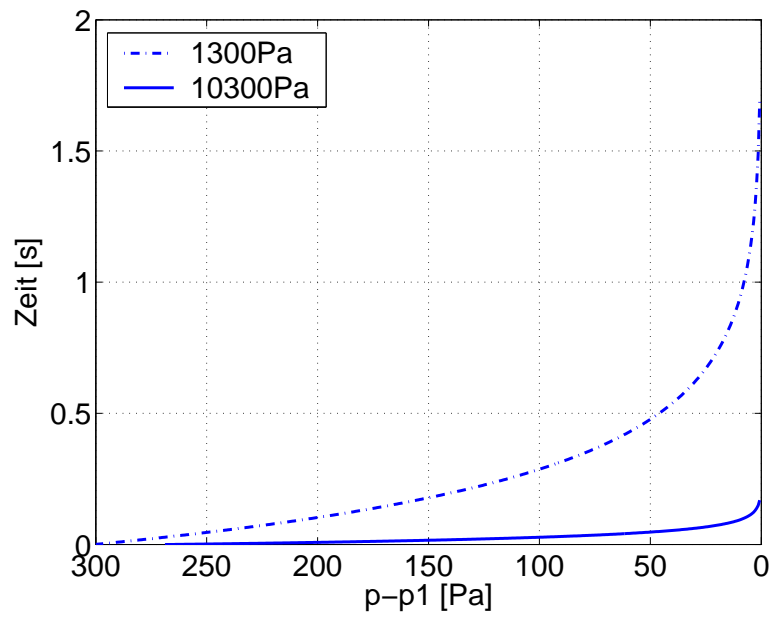


Abbildung 6.3.: Einfluss des Differenzdruckes

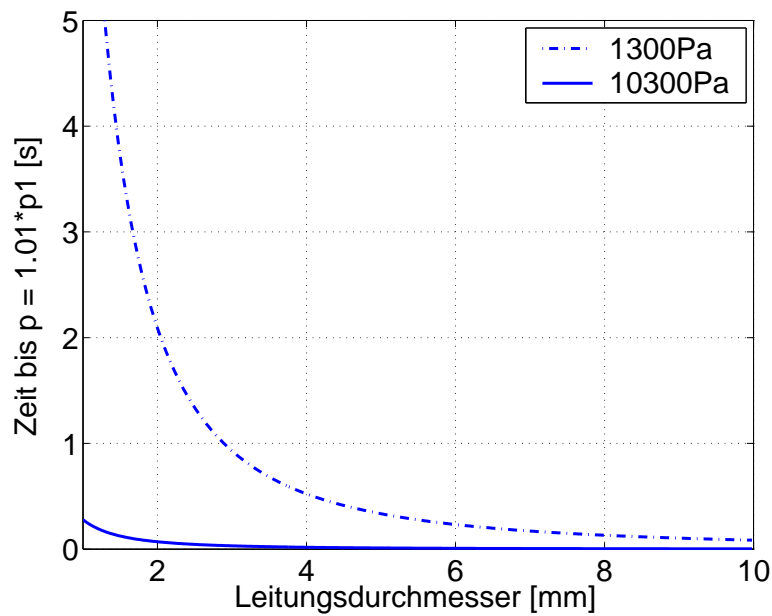


Abbildung 6.4.: Einfluss des Durchmessers

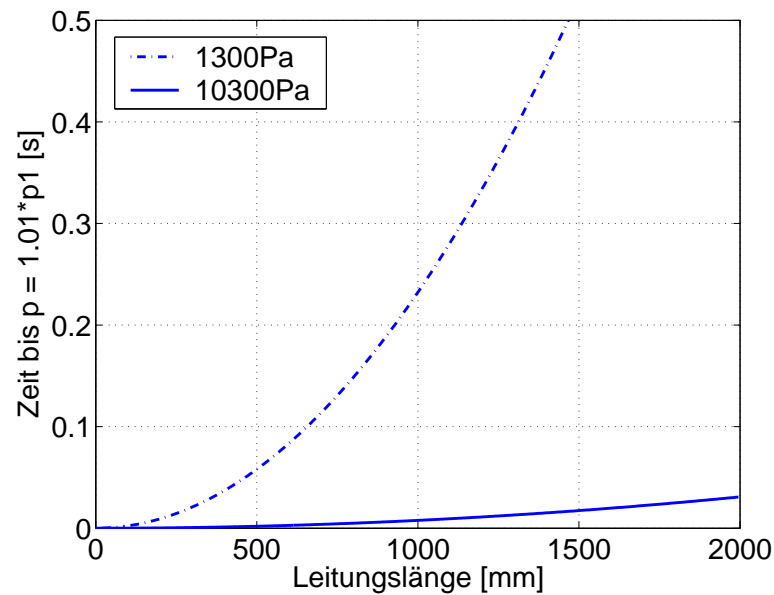


Abbildung 6.5.: Einfluss der Leitungslänge

sehr niedrigen Drücken, die ein Wiedereintrittsfahrzeug am Rande der Atmosphäre erfährt sind hier noch deutlich größere Zeitverzögerungen zu erwarten.

In Abbildung 6.4 ist die Zeit, die der Druck am Sensor benötigt um auf 101% des Drucks an der Messstelle zu fallen, über dem Leitungsdurchmesser aufgetragen. Wieder wird eine anfängliche Druckdifferenz von 300 Pa angenommen. In Abbildung 6.5 ist jetzt noch der Einfluss der Leitungslänge auf die Antwortzeit zu sehen. Wie zu erwarten sinkt die Antwortzeit, je kürzer die Messleitungen sind.

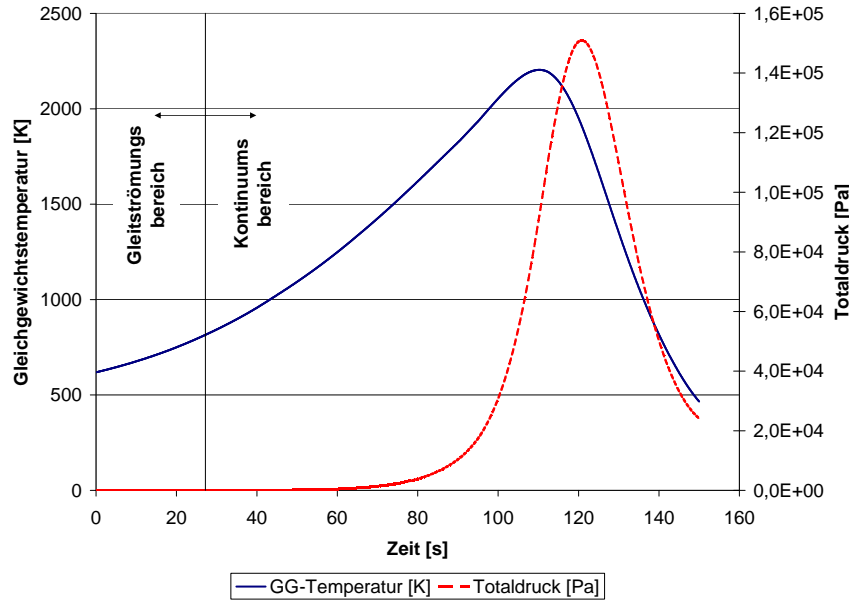


Abbildung 6.6.: Temperatur- und Druckverlauf für Expert

6.3. Verzögerung der Messung bei zeitabhängiger Druckänderung

Nach [7] stehen die zeitliche Änderung des Druckes an der Messstelle und der Druckunterschied zwischen anliegendem Druck an der Messstelle und dem vom Sensor gemessenen Druck über

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{dp}{dt} \quad (6.10)$$

in Verbindung. Für laminare Strömung in einem geraden Rohr gilt dabei für die Verzögerungskonstante λ

$$\lambda = \frac{128 \cdot \mu \cdot l \cdot V}{\pi \cdot d^4 \cdot p} \quad (6.11)$$

μ ist hier die dynamische Viskosität des Fluids, l ist die Leitungslänge, V das komplette Volumen des Messsystems, d der Leitungsdurchmesser sowie p der Druck. Diese Formel wurde auf vorhandene Totaldruckverläufe der EXPERT-Kapsel angewandt. Die Viskosität wurde hier als temperaturabhängige Größe nach Kapitel 6.1 bestimmt. Als Temperatur wurde die berechnete Gleichgewichtstemperatur der EXPERT-Kapsel verwendet. Als Druck wurde der Totaldruck genutzt. Die Verläufe von Totaldruck und Gleichgewichtstemperatur sind in Abbildung 6.6 zu sehen. Da der hier verwendete Ansatz eine Kontinuumsströmung voraussetzt, wurde ausserdem die Knudsenzahl bestimmt, für dessen Bestimmung wiederum der Totaldruck und die

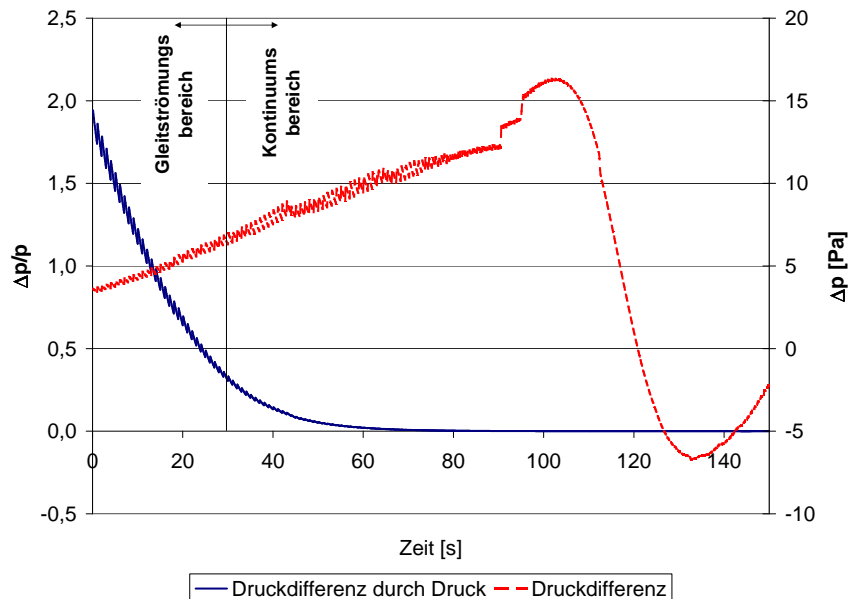


Abbildung 6.7.: Druckdifferenz beim Wiedereintritt von EXPERT; Gültig nur im Kontinuumsbereich

Gleichgewichtstemperatur aus Abbildung 6.6 verwendet wurden. Der Zeitpunkt für den eine Kontinuumsströmung vorliegt ergab sich damit zu ca. 30 s nach Beginn des Wiedereintritts. Im Zeitraum bis zu diesen 30 s ist mit dem Ansatz keine Aussage zu treffen. Als Leitungsdurchmesser wurden für die Berechnungen 4 mm und als Leitungslänge 1 m angenommen. In Abbildung 6.7 ist zum Einen die absolute Druckdifferenz, die sich zwischen Messstelle und Sensor einstellt über der Zeit und zum Anderen das Verhältnis dieser Druckdifferenz zum Totaldruck abgebildet. Im Bereich der Gleitströmung, in dem mit dem verwendeten Ansatz keine Aussage getroffen werden kann, beträgt die Druckdifferenz anfangs ein vielfaches des anliegenden Totaldruckes. Da sich der Leitwert einer Rohrströmung nach [21] im Bereich zwischen Kontinuumsströmung und Molekularströmung ungefähr additiv aus den Leitwert der Kontinuums- und Molekularströmung zusammensetzt und damit der Widerstand sinkt, müssten in der Realität jedoch geringere Druckdifferenzen auftreten. Aber auch zum Beginn der Kontinuumsströmung beträgt die Druckdifferenz immer noch ca. 30% des Totaldruckes. Sie fällt jedoch, wie nach den Gleichungen (6.10) und (6.11) zu erwarten, mit zunehmenden Druck immer weiter ab.

6.4. Weiterführende Literatur über Resonanzprobleme bei der Druckmessung

Die Ergebnisse aus 6.2 sind für überkritisch gedämpfte Systeme und einfache Änderungen des Druckes geeignet. Bei zufälliger oder schwingender Änderung des Druckes, können die Ergebnisse jedoch durch andere Effekte überlagert werden. Nach Haering in [6] breiten sich Druckän-

derungen in Form von Wellen in den Leitungssystemen aus. Dabei werden sie durch Reibung abgeschwächt und durch die Signalverzögerung kommt es zu einer Phasenverschiebung. Zusätzlich werden diese Wellen im System reflektiert. Dadurch kann es je nach Frequenz zu einer weiteren Abschwächung oder durch Resonanzeffekte sogar zu einer Verstärkung des Signals kommen. Diese Effekte können durch einen einfachen Ansatz wie oben beschrieben natürlich nicht wiedergegeben werden. Daher wurde von Whitmore in [22] ein auf den Navier-Stokes-Gleichungen beruhendes Modell entwickelt, um die Auswirkungen beliebiger Druckänderungen vorhersagen zu können. Die Navier-Stokes-Gleichungen werden dafür linearisiert und so aus ihnen die klassische Wellengleichung hergeleitet. Laut Haering ist dieses Modell jedoch auch nur für Systeme mit großem Volumen und überkritischer Dämpfung geeignet. Trotzdem wurde das Modell mittels Labormessungen und Flugexperimenten überprüft und die Vorhersagen des Modells stimmen mit den Messungen bei nicht zu großen Druckgradienten gut überein. Bis zu einer Frequenz von ca. 10 Hz sind die Übereinstimmungen sehr gut. Mit diesen Ergebnissen wurde das Leitungssystem für ein *high angle of attack flush airdata sensing* (HI-FADS) System im Rahmen des F-18 High Alpha Research Vehicle (HARV) , ausgelegt. Damit sollten Probleme durch Resonanzen vermieden werden. Die Ergebnisse sind in [23] beschrieben. Bis zu Frequenzen von 10 Hz, oder Drehraten von $20\frac{^\circ}{s}$ lieferte das System sehr gute Daten. Nach [24] gibt es für die schlechteren Ergebnisse bei höheren Frequenzen zwei Gründe:

- nicht berücksichtigte Turbulenzeffekte der Strömung um den Flugkörper, sowie
- Verzerrung des Signals innerhalb der Messleitungen

Die Verzerrung des Signals wird dabei durch die Dämpfung des Signals durch Reibung, sowie durch Interferenz mit zuvor reflektierten Wellen hervorgerufen. In dieser Veröffentlichung wird ein Modell entwickelt um diese Effekte untersuchen zu können. Aus diesem Modell werden Designkriterien für Sensorsysteme zur Druckmessung hergeleitet und diskutiert. Bei dieser Diskussion wird unter anderem festgestellt, daß unter Umständen die Antwortzeit des Sensorsystems durch eine Vergrößerung des Durchmessers oder kürzere Rohre, im Gegensatz zu den Ergebnissen einer einfachen Analyse, sogar verschlechtert werden kann. Das HARV-Programm umfasste zwar Flüge mit hohen Anstellwinkeln im Unterschallbereich, jedoch keine Flüge im hohen Überschallbereich. Mit der Entwicklung eines FADS für den Überschallbereich von Mach 3 bis 8 beschäftigten sich Davis et al in [25]. Dort wurde ein Modell der Signalverzögerung und über Versuche im Windkanal verifiziert. Bei diesen Untersuchungen stellte sich heraus, daß die Signalverzögerung bei Messung von Differenzdrücken keine Funktion des Druckes mehr ist, sondern nur eine der Machzahl. Die in dieser Veröffentlichung beschriebenen Versuche im Windkanal beziehen sich allerdings nur auf Messungen, bei denen durch stufenweise Änderung des Anstellwinkels der anliegende Druck verändert wird. Die Zeit, bis der Sensor wieder den richtigen Druck anzeigt wird hier gut vorhergesagt. Messungen über eine schwingende oder zufällige Änderung des Druckes, die wie oben angedeutet die größten Probleme machen, werden hier nicht angestellt.

7. Test der C/C-SiC-Inconel -Verschraubung

Um das Prinzip der thermalspannungsfreien Verschraubung aus Kapitel 4.3.2 zu testen, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Versuchsaufbau entworfen und Dichtigkeitstests durchgeführt. Für solche Versuche ist am DLR Stuttgart die Indutherm-Versuchsanlage vorhanden. In diesem Kapitel wird zunächst kurz die Funktionsweise dieser Anlage beschrieben, bevor der genaue Testaufbau und der Versuchsablauf der Drucktests erläutert wird. Am Ende dieses Kapitels werden dann die Testergebnisse wiedergegeben.

7.1. Die Indutherm-Versuchsanlage

Für die Qualifizierung von Bauteilen für Hochtemperaturanwendungen besitzt das DLR Stuttgart die *Indutherm-Versuchsanlage*. In dieser Anlage können sowohl der Druck, als auch die Temperaturen, die beim Wiedereintritt entstehen, simuliert werden, weshalb sie für die Qualifikation der Bauteile geeignet ist, die nicht direkt dem Plasma beim Wiedereintritt ausgesetzt sind. Zusätzlich zu Druck und Temperatur können über eine Hydraulik Druck- sowie Zuglasten bis 250 kN aufgebracht werden. In die Vakuumkammer können der Testkörper sowie weitere, für die Tests benötigte Vorrichtungen, eingebaut werden. Eine Beschränkung besteht dabei nur durch die Abmessungen der Vakuumkammer von $800\text{ mm} \cdot 800\text{ mm} \cdot 600\text{ mm}$. Für die Qualifikation der C/C-SiC-Lager für die Steuerklappen der X-38 wurde beispielsweise ein Gestell in die Vakuumkammer eingebaut, mit dem die komplette Dynamik dieser Lager unter realistischen Bedingungen getestet werden konnte. Damit konnten diese Lager dann erfolgreich für den Flug qualifiziert werden. Der Druck in der Vakuumkammer kann entweder über ein Ventil von Hand, oder automatisch in vorprogrammierten Rampen zwischen 0,1 mbar und 1 bar geregelt werden. Davon unabhängig erfolgt das Aufheizen des Testkörpers durch Strahlung von einem Susceptor aus Graphit, der durch eine wassergekühlte Kupferspule per Induktion aufgeheizt wird. Die Kupferspule ist an einen Generator mit 50 kW Leistung und einer Frequenz von 300 kHz angeschlossen. Je nach Ausführung der Kupferspule als Flach- oder Zylinderspule kann der Susceptor eine Graphitscheibe sein, die einfach auf die Flachspule gelegt wird, oder, wie in Abbildung 7.4, ein Rohr, das in die Zylinderspule gestellt wird. Der Vorteil bei dieser Methode des Heizens besteht darin, daß Spule und Susceptor flexibel an die Anforderungen angepasst werden können, um beispielsweise nur bestimmte Bereiche des Bauteils gezielt zu heizen. Die Regelung des Generators geschieht dabei automatisch und kann wahlweise über ein Thermoelement oder ein Pyrometer erfolgen. Für das Aufheizen des Testkörpers können über die Steuersoftware verschiedene Temperaturrampen bis zu einer Maximaltemperatur von

über 1800°C programmiert werden. Das Abkühlen des Testkörpers kann dagegen nur eingeschränkt geregelt werden, da ein geregeltes abkühlen nicht vorgesehen ist und somit als Teil der eingebauten Testeinrichtung realisiert werden müsste.

7.2. Bestimmung der Leckrate

Für die Beurteilung der Dichtigkeit eines Systems wird im Allgemeinen die *Leckrate* als eine pV –Stromstärke durch die Lecks angegeben. Diese Leckrate ist nach [26] definiert als

$$q_{pV} \left[\frac{\text{mbar} \cdot \text{liter}}{\text{s}} \right] = \frac{\delta(p \cdot V)}{\delta t} \quad (7.1)$$

Dabei ist p der Druck, sowie V das Volumen der Messstrecke. Für den vorliegenden Messaufbau gilt somit wegen $V = \text{const}$ für die Leckrate

$$q_{pV} = V \cdot \frac{\delta p}{\delta t} \quad (7.2)$$

Mit Hilfe der Zustandsgleichung kann aus dieser pV –Stromstärke auch der Massenstrom \dot{m} bestimmt werden. Mit der Zustandsgleichung für ein ideales Gas

$$p \cdot V = \frac{m}{M_{\text{molar}}} \cdot \Re \cdot T \quad (7.3)$$

mit der Molmasse des Gases M_{molar} , der universellen Gaskonstante \Re und der Temperatur des Gases T ergibt sich nach [26] für den Massenstrom durch ein Leck

$$q_m = \dot{m} = q_{pV} \cdot \frac{M_{\text{molar}}}{\Re \cdot T} \quad (7.4)$$

Wie die für die Leckrate benötigten Daten gewonnen wurden, wird in den nächsten Absätzen beschrieben.

7.3. Messinstrumente und Fehlerrechnung

Messung des Druckes

Für die Druckmessung in der Messstrecke wurde ein Absolutdruckmesser der Serie XTE-190(M) der Firma Kulite verwendet. Das Datenblatt für diese Sensorserie ist in Anhang C gegeben. Genutzt wurde der Sensor mit 1,7 bar Maximaldruck. Bei einem laut Datenblatt typischen Fehler von 0,1% des Maximalausschlages, beträgt der Fehler durch den Sensor somit $\pm 1,7 \text{ mbar}$. Die Auswertung des von dem Sensor gelieferten Spannungssignals geschieht innerhalb eines Datenrekorders von Yokogawa. Dieser ist als modulares System aufgebaut an den die unterschiedlichsten Messinstrumente angeschlossen werden können, solange diese eine Spannung liefern. Dafür muss nur für den speziellen Sensor innerhalb des Datenrekorders der Typ des Eingangs angegeben werden. Für den Drucksensor muss hier als Eingang eine DC-Spannung des Typs

7. Test der C/C-SiC-Inconel -Verschraubung

	Einheit	Rohre	Schlauch	Ausgleichsbehälter
Innendurchmesser	[mm]	2,85	7	-
Länge	[mm]	1270	4800	-
Volumen	[Liter]	0,0081	0,185	7,960
Gesamtvolumen	[Liter]	$8,2 \pm 0,2$		

Tabelle 7.1.: Volumina der Messstrecke

200 mV angegeben werden. Damit ist die Messgenauigkeit dieses Teils der Messstrecke nach Handbuch (siehe Anhang C) $\pm(0,05\%$ der Anzeige + 2digits). Dabei steht der erste Teil des Fehlers für einen Anzeigewert abhängigen Fehler, der zweite Teil ist ein konstanter Digitalisierungsfehler. Der konstante Teil berechnet sich aus dem Produkt des angegebenen Fehlers (2digits) mit der Anzeigauflösung, das heißt dem kleinsten anzeigbaren Wert. Im vorliegenden Fall hatte die Digitalausgabe eine Auflösung von 0,01 mV. Damit ergibt sich der konstante Digitalisierungsfehler zu

$$\Delta p_D = 2 \text{ digits} \cdot 0,01 = 0,02 \text{ mV} \approx 0,34 \text{ mbar} \quad (7.5)$$

Die Einzelfehler der Messkette werden zu einem maximalen Gesamtfehler addiert, der sich für die Druckmessung somit auf

$$\Delta p_{\max} = 2,04 \text{ mbar} + 0,0005 \cdot p \quad (7.6)$$

beläuft.

Messung des Volumens

Das Volumen der Messstrecke besteht aus den verschiedenen Volumina der Rohrleitungen sowie des Ausgleichsbehälters. Die Volumina der Rohrleitungen wurden über eine Messung der Länge und des Innendurchmessers bestimmt. Das Volumen des Ausgleichsbehälters wurde über auslitern mit Wasser bestimmt. Die Volumina sind in Tabelle 7.1 aufgeführt, wobei der Fehler mit $\pm 0,2$ Liter abgeschätzt wurde.

Messung der Temperatur

Die Temperatur wurde mit 4 Thermoelementen an unterschiedlichen Positionen des Aufbaus gemessen. Verwendet wurden Type K Thermoelemente der Serie TKA der Firma Thermo-coax. Sie besitzen nach Herstellerangaben im Temperaturbereich von 400°C bis 1200 °C eine Genauigkeit von $\pm 0,75\%$, was der Toleranzklasse 2 nach DIN IEC 584-1 entspricht. Die entsprechende Seite des Handbuches ist auch in Anhang C wiedergegeben. Die Spannungssignale der Thermoelemente werden wieder in dem Datenrekorder ausgewertet. Für die Einstellung mit den Thermoelementen des Typ K, hat dieser eine Genauigkeit von $\pm(0,05\%$ der Anzeige + 0,7°C). Nach Addition der Fehler ergibt sich für die Temperatur somit ein maximaler Fehler von

$$\Delta T_{\max} = 0,008 \cdot T + 0,7^\circ\text{C} \quad (7.7)$$

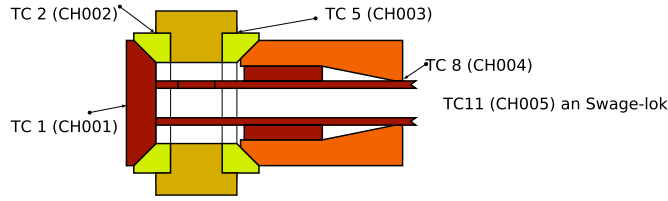


Abbildung 7.1.: Position der Thermoelemente

Die genauen Temperaturen der einzelnen Messpunkte werden hier nicht wiedergegeben, sie können jedoch zusammen mit weiteren Einzelheiten der Versuche den Datenfiles entnommen werden. Die genauen Messstellen sind in Abbildung 7.1 zu sehen.

Fehler der Leckrate

Die Leckrate muss aus mehreren Messgrößen berechnet werden, die ihrerseits jeweils mit einem Fehler behaftet sind. Um mit diesen Fehlern den Gesamtfehler der Leckrate bestimmen zu können, muss eine Berechnung zur Fehlerfortpflanzung durchgeführt werden. Diese Fehlerfortpflanzung wird nach [27] mit dem Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetz

$$\Delta R = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right)^2} \quad (7.8)$$

durchgeführt. Dabei ist R die gesuchte Größe, die sich als eine Funktion der gemessenen Größen x_i ergibt, sowie Δx_i der Fehler jeder einzelnen Messgröße. Für die Messunsicherheit der Leckrate ergibt sich somit

$$\Delta q_{pV} = \sqrt{\underbrace{\left[\frac{p_1 - p_2}{\delta t} \cdot \Delta V \right]^2}_{\text{Volumenfehler}} + \underbrace{\left[\frac{V}{\delta t} \cdot \Delta p_1 \right]^2 + \left[-\frac{V}{\delta t} \cdot \Delta p_2 \right]^2}_{\text{Druckfehler}} + \underbrace{\left[-\frac{(p_1 - p_2) \cdot V}{\delta t^2} \cdot \Delta t \right]^2}_{\text{Zeitfehler}}} \quad (7.9)$$

Der Zeitfehler ist nicht bekannt. Nach [27] besitzen jedoch schon gute Quarzuhren eine Ganggenauigkeit besser als 1s in 10 Jahren. Wenn davon ausgegangen wird, daß im Datenrekorder keine wesentlich schlechtere Zeitmessung vorgenommen wird, kann dieser Fehler somit vernachlässigt werden. Da die Messungen für p_1 sowie p_2 unabhängig voneinander sind, da jedesmal der Absolutdruck gemessen wird, müssen die Fehler jeder Messung bei der Fehlerfortpflanzung berücksichtigt werden. Für die Leckrate ergibt sich also der maximale Fehler zu

$$\Delta q_{pV} = \sqrt{\left[\frac{p_1 - p_2}{\delta t} \cdot \Delta V \right]^2 + \left[\frac{V}{\delta t} \cdot (2,04 + 0,0005 \cdot p_1) \right]^2 + \left[-\frac{V}{\delta t} \cdot (2,04 + 0,0005 \cdot p_2) \right]^2} \quad (7.10)$$

Durch den großen und konstanten Fehler in der Druckmessung ergeben sich bei den Versuchen leider relative Fehler von 100% bis über 1000%, weshalb auf eine Darstellung in den Diagrammen mit Fehlerbalken verzichtet wird. Da ursprünglich auch Messungen bei Umgebungsdruck

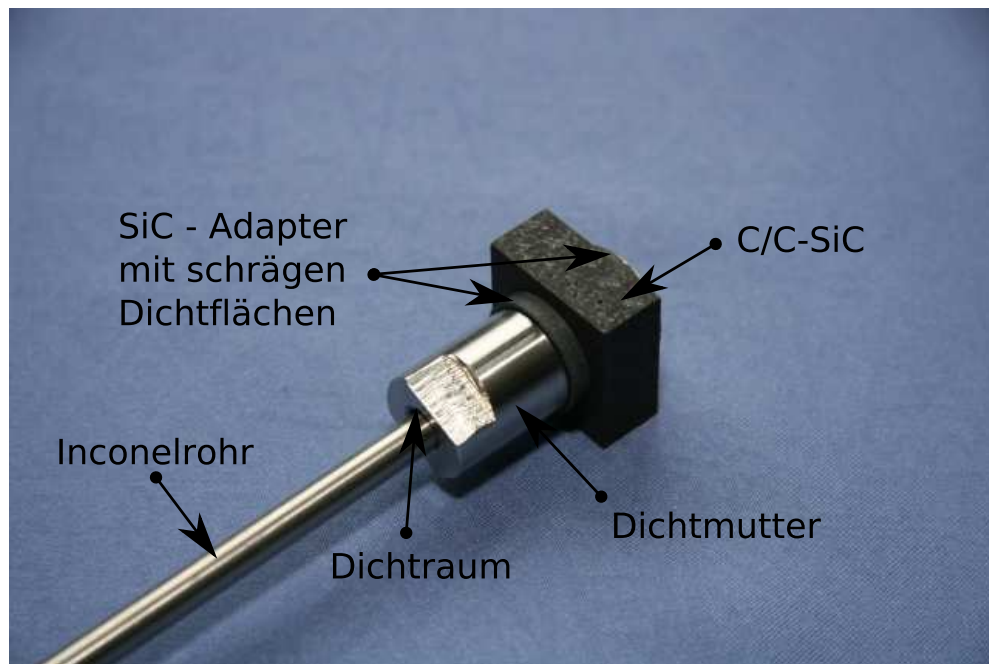


Abbildung 7.2.: Testeinsatz für Dichtigkeitmessungen

geplant waren, wurde hier ein Sensor gewählt, der für die niedrigen Drücke nicht geeignet ist. Mit Drucksensoren bis 0,7 bar oder sogar 0,35 bar wären hier deutlich kleinere Fehler entstanden.

7.4. Versuchsaufbau und Ablauf

Für die Dichtigkeitsmessung der C/C-SiC-Inconel-Verschraubung wurden die für diese Verbindung wesentlichen Bauteile am DLR gefertigt. Dabei wurde der Einsatz durch ein einfacher zu fertigendes Teil ersetzt, welches dem unteren Teil des Einsatzes entspricht. Die Zeichnung für dieses Bauteil ist in Anhang B enthalten. Die Einzelteile im zusammengebauten Zustand sind in Abbildung 7.2 zu sehen. Genau wie bei dem vollständigen Einsatz ist in dem Inconelrohr ein Loch für die Druckweiterleitung vorhanden. Da in dem C/C-SiC-Teil jedoch kein Loch vorhanden ist, ist das Bauteil nur über die zu untersuchenden schrägen Dichtflächen sowie den Dichtraum der Dichtmutter vom Druck in der Vakuumkammer isoliert. Dieser Aufbau wurde als Teil einer Messstrecke in die Indutherm-Versuchsanlage eingebaut. In Abbildung 7.3 ist der Aufbau innerhalb der Vakuumkammer zu sehen. Der Einsatz ist hier über Druckleitungen mit einem Ausgleichsbehälter verbunden, von dem wiederum eine Druckleitung aus der Vakuumkammer heraus zu einer weiteren Vakuumpumpe führt. Zwischen Vakuumkammer und Pumpe ist noch ein Ventil geschaltet, mit dem Luft in die Messstrecke gelassen werden kann. In dem Ausgleichsbehälter ist auch der Drucksensor angebracht. Die Messleitung des Drucksensors wird zusammen mit den Messleitungen der Thermoelemente aus der Vakuumkammer

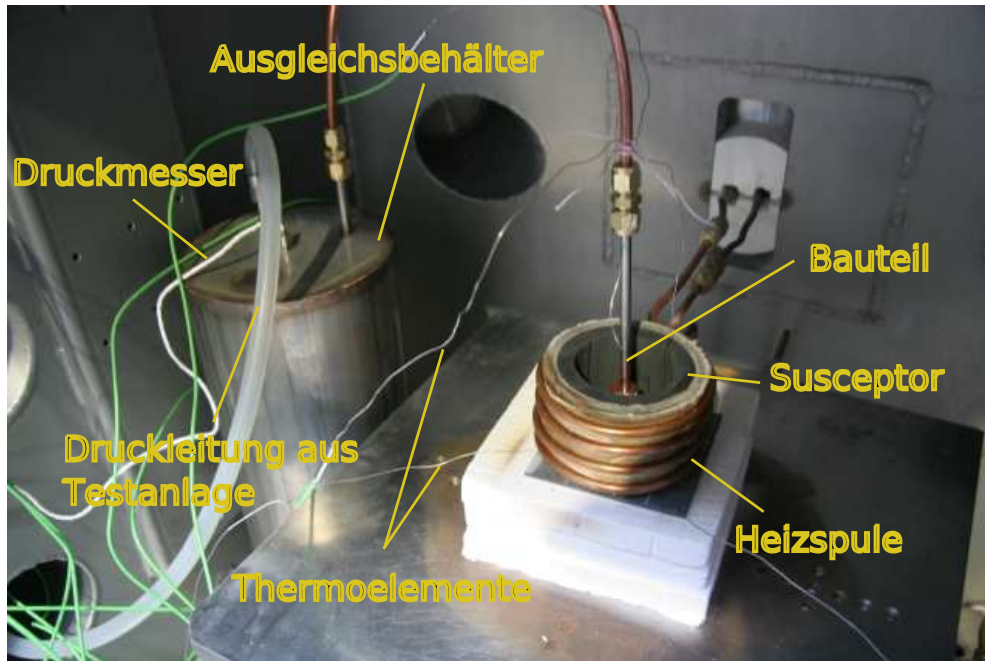


Abbildung 7.3.: Testaufbau für die Druckmessungen

herausgeführt und die Daten aufgezeichnet. In der Vakuumkammer kann dadurch ein konstanter Umgebungsdruck und in der Messstrecke ein definierter Überdruck dazu eingestellt werden. Zu Beginn der Messung wird über Öffnen des Ventils ein Druck in der Messstrecke eingestellt. Wenn das Ventil dann geschlossen wird, fällt der Druck in der Messstrecke bis auf den Druck in der Vakuumkammer ab. Über die Druckänderung in der Messstrecke über der Zeit kann nun die Leckrate bestimmt werden. Der Ausgleichsbehälter vergrößert auch das Volumen der Messstrecke. Durch das vergrößerte Volumen fällt der Druck in der Messstrecke langsamer ab und kann deswegen auch bei größeren Undichtigkeiten besser gemessen werden. Vor dem Start der Messungen wird nun zunächst in der Vakuumkammer ein Druck von 4 mbar eingestellt. Danach wird in der Messstrecke ein Druck von ca. 105 mbar eingestellt und der Druckabfall bis ca. 40 mbar gemessen. Für jeden Versuchsablauf wird zunächst der Druckabfall im kalten Zustand gemessen, dann das Bauteil aufgeheizt und die Messung bei 400°C, 600°C, 800°C, 900°C und 1000°C, jeweils beim Heizen sowie beim Abkühlen, wiederholt. Die Regelung der Temperatur erfolgte über ein Thermoelement im Susceptor, die genaue Temperatur des Bauteils wurde mit an das Bauteil geklebten Thermoelementen gemessen. Mit dem beschriebenen Versuchsablauf kann somit eine Leckrate in Abhängigkeit des Differenzdruckes und der Temperatur bestimmt werden. Bei den Tests zeigten sich einige unerwartete Phänomene, sodaß die weiteren Tests daraufhin ausgelegt wurden, diese Phänomene zu erklären und nach Möglichkeit die Funktionsfähigkeit des Dichtungsprinzips zu zeigen. Daher wurden ursprünglich geplante Tests bei höheren Vakuumdrücken nicht mehr durchgeführt. Die letztendlich bei den Tests variierten Parameter sind in Tabelle 7.4 zusammengefasst. Außerdem wurden einige Probleme in

7. Test der C/C-SiC-Inconel -Verschraubung

Vakuumdruck	4 mbar
Temperatur	20°C - 1000°C
Bauteildruck	105 mbar - 40 mbar
Anziehmoment	1 Nm - 6,6 Nm
Volumen der Messstrecke	8,2 Liter

Tabelle 7.2.: Parameter der Drucktests

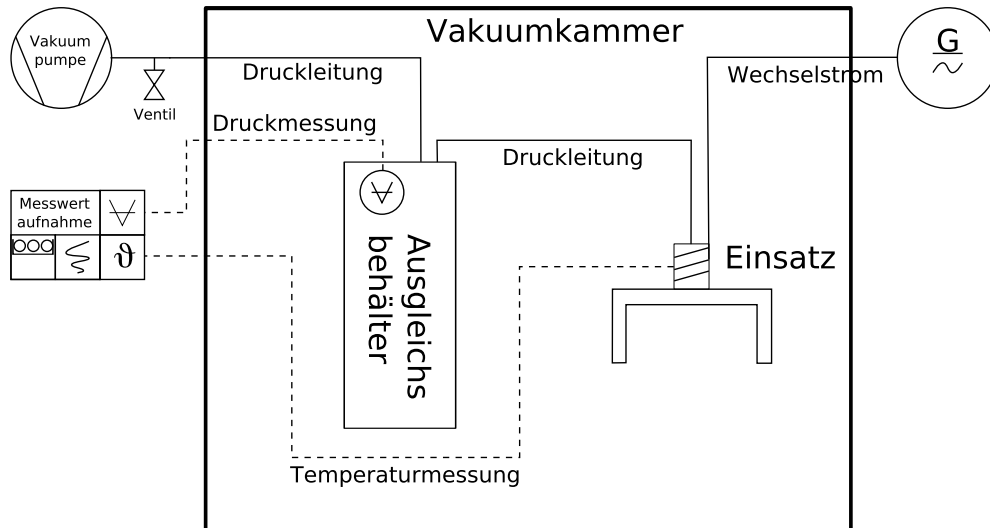


Abbildung 7.4.: Schema des Versuchsaufbaus

der vorliegenden Konstruktion erkannt. Diese Probleme und mögliche Lösungen sind im Kapitel 8 wiedergegeben. Das Schema des Versuchsaufbaus ist noch einmal in Abbildung 7.4 zu sehen.

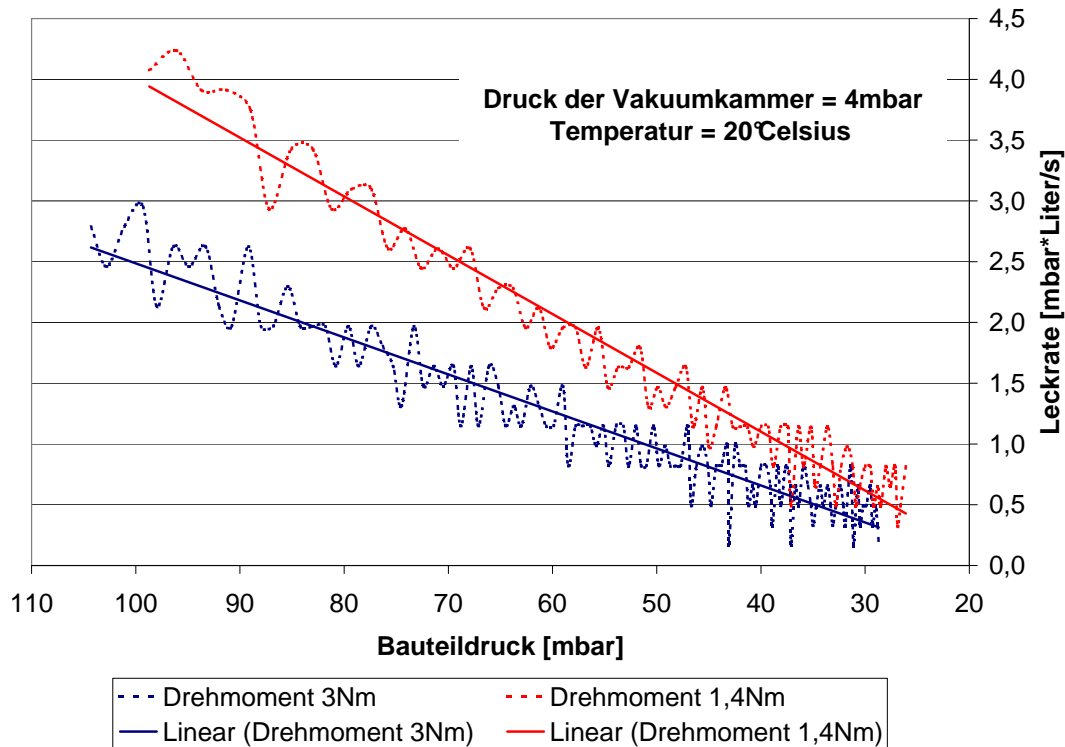


Abbildung 7.5.: Vergleich der Leckraten für verschiedene Anziehdrehmomente

7.5. Ergebnisse der Tests

Da nicht bekannt ist, wie dicht die Verbindung sein muss um die Funktion des Sensorsystems zu gewährleisten, wurde zunächst untersucht, wie dicht der beschriebene Aufbau werden kann und wo noch Potential für weitere Verbesserungen gegeben ist. Dazu wurden im kalten Zustand verschiedene Messungen durchgeführt, um die verschiedenen Dichtungen des Bauteils beurteilen zu können. Als Parameter wurde zunächst das Anziehdrehmoment der Dichtmutter variiert. Dieser Parameter hat nur einen Einfluss auf die Dichtwirkung der schrägen Dichtflächen. Eine Änderung der Leckrate ist somit direkt auf eine veränderte Dichtigkeit an dieser Stelle zurückzuführen. Die Leckrate für verschiedene Anziehdrehmomente ist in Abbildung 7.5 zu sehen. Die gestrichelte Linie stellt die Leckrate, wie sie aus den Messwerten gewonnen wurde, dar. Über diese Linien wurde eine Ausgleichsgerade gelegt, die die Tendenz der Leckrate wiedergibt. Wie zu erwarten steigt die Dichtigkeit mit höherem Anziehdrehmoment deutlich an. Die Leckrate bei einem Anziehdrehmoment von 1,4 Nm ist hier ca. 50% größer als mit 3 Nm. Leider gingen hier die SiC-Adapter bei einem Anziehdrehmoment größer als 3 Nm kaputt, sodaß mit diesem Aufbau keine weiteren Messungen vorgenommen werden konnten und die späteren Messungen mit den alten nicht mehr direkt vergleichbar sind. Da für die restlichen Messungen nur noch 2 weitere SiC-Adapter zur Verfügung standen, wurden die weiteren Messungen alle

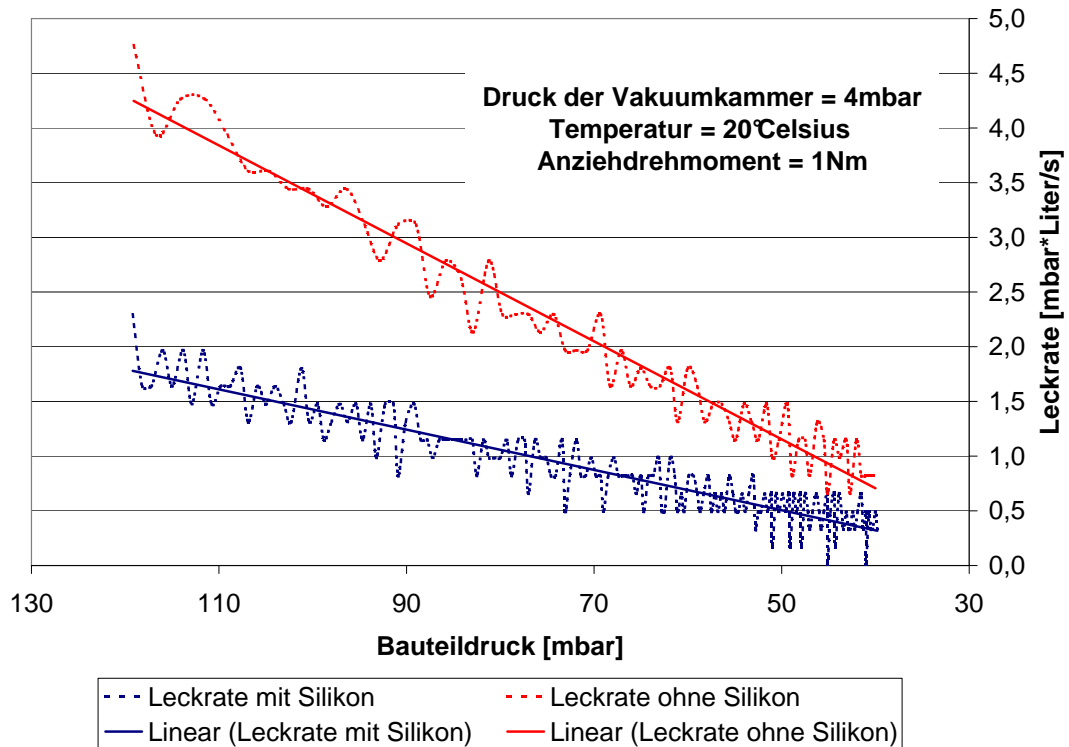


Abbildung 7.6.: Vergleich der Leckraten mit und ohne Silikon hinter Dichtmutter

mit einem Anziehdrehmoment von 1Nm durchgeführt. Ob die SiC-Adapter keine höheren Anziehdrehmomente als 3 Nm aushalten, oder ob die ersten Adapter schon vorgeschädigt waren, kann daher auch nicht mit Sicherheit gesagt werden. Um den Einfluss des Dichtungsraumes hinter dem Gewinde abschätzen zu können, wurde an dieser Stelle zusätzlich mit Dichtsilikon abgedichtet. Diese Abdichtung funktionierte so gut, daß mit Seifenlauge kein Leck mehr an dieser Stelle gefunden wurde. Die Leckrate aus dieser Messung ist in Abbildung 7.6 zu sehen. Wieder wurde eine Ausgleichsgerade über den gestrichelten Verlauf der Leckrate gelegt. Die Auswirkung ist hier noch deutlicher als bei der Variation des Anziehdrehmomentes. So wird die Leckrate mit dem Silikon mehr als halbiert. Ein erheblicher Teil der Undichtigkeit wird demnach durch die Leckage durch diesen Dichtungsraum verursacht. Zusammengefasst zeigen diese Kalttests, daß noch viel Potential besteht, um insgesamt höhere Dichtigkeiten zu erreichen. Einige Vorschläge hierzu werden in Kapitel 8 gegeben.

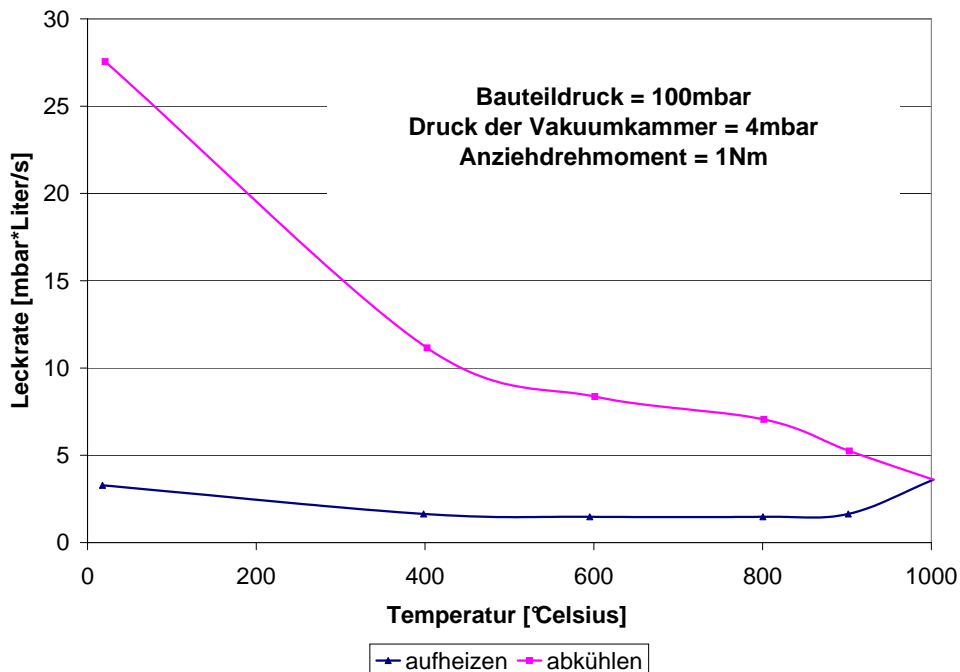


Abbildung 7.7.: Verlauf der Leckrate mit Graphitfolie als Dichtmaterial

Nach den Kalttests wurden die Heißtests bis 1000°C durchgeführt. Dabei ergaben sich einige unerwartete Ergebnisse. So stieg die Dichtigkeit mit zunehmender Temperatur zunächst bis zu Temperaturen von 800°C an, um danach beim weiteren Aufheizen wieder zu fallen. Beim Abkühlen stieg die Leckrate dann immer weiter an. Der Verlauf der Leckrate über der Temperatur bei diesem ersten Versuch ist in Abbildung 7.7 zu sehen. Eine solche Verschlechterung der Dichtigkeit ist natürlich nicht akzeptabel, weshalb zunächst der Grund für dieses Verhalten gefunden werden muss. Daher wurde der eigentlich geplante Testablauf, bei dem auch bei höheren Drücken bis hoch zum Normaldruck die Leckraten bestimmt werden sollten, geändert. Es wurden stattdessen einige Versuche bei niedrigen Drücken durchgeführt, mit denen die möglichen Ursachen dieses Verhaltens überprüft werden konnten. Vermutet wurde, daß die verwendete Graphitfolie bei den hohen Temperaturen, auch bei den hier auftretenden geringen Drücken um 100 mbar, schon stark an Dichtwirkung verliert. Daher wurden verschiedene Versuche aufgebaut, bei denen die Menge der verwendeten Graphitfolie verändert wurde. Die Leckraten für diese 3 Versuche sind in Abbildung 7.8 zu sehen. Ursprünglich sollte die Graphitfolie an den schrägen Dichtflächen, zwischen SiC-Adapter und C/C-SiC-Einsatz und im Dichtraum der Dichtmutter verwendet werden (siehe dazu Abbildung 4.11 auf Seite 27). Zunächst wurde jetzt das Graphit an der schrägen Dichtfläche und zwischen SiC-Adapter und C/C-SiC-Einsatz weglassen. Dieser Versuch ist im Diagramm als „nurDichtraum“ bezeichnet. Zu erwähnen ist noch, daß die Dichtmutter hier nur handfest angezogen wurde, um sicher zu gehen, daß die SiC-Adapter beim Anziehen nicht kaputt gehen. Zuletzt wurde noch ein weite-

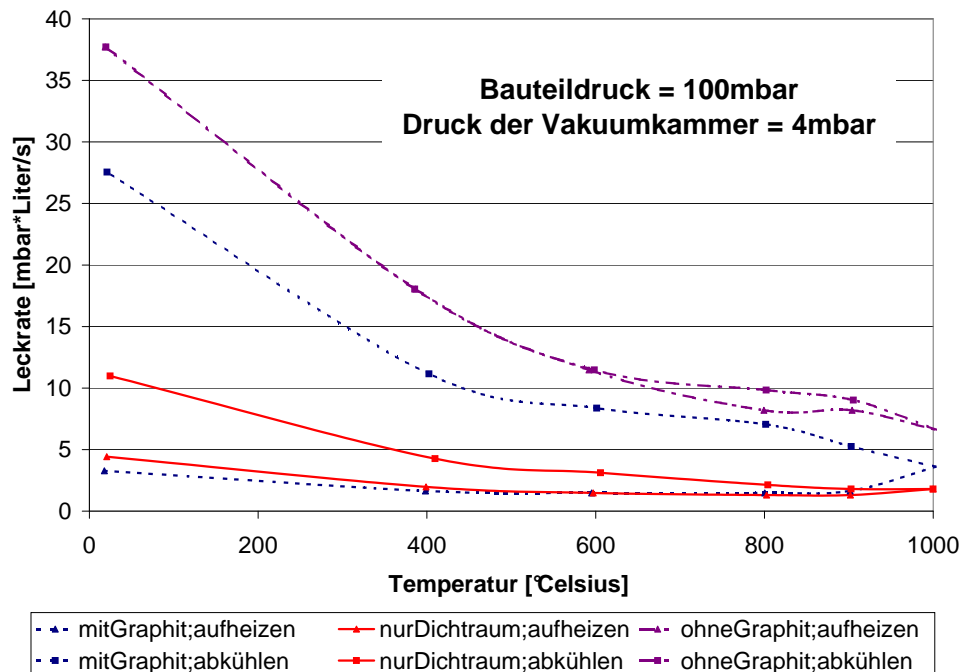


Abbildung 7.8.: Verlauf der Leckraten mit und ohne Graphit

rer Versuch aufgebaut, bei dem komplett auf Graphit verzichtet wurde. Damit ist das Bauteil zwar extrem undicht, jedoch kann dann ein Einfluss des Dichtungsmaterials komplett ausgeschlossen werden. Es zeigt sich, daß je weniger Graphit verwendet wird, die Verschlechterung der Leckrate mit dem Aufheizen immer geringer ausfällt. Auffallend ist außerdem, daß die Graphitdichtung an den schrägen Dichtflächen, welches bei dem „nurDichtraum“-Versuch weggelassen wird, nicht unbedingt benötigt wird. Die Unterschiede in der Leckrate sind anfangs sehr gering und wären wohl noch geringer, wenn auch ohne Graphit mit 1 Nm angezogen worden wäre. Der Versuch komplett ohne Graphit zeigt dann schließlich, daß die Verschlechterung der Dichtigkeit nur durch das Graphit verursacht wird. Hier ergeben sich beim Abkühlen fast exakt die gleichen Werte wie beim Aufheizen. Auch wenn die Leckrate hier insgesamt am schlechtesten ist, zeigt das Ergebnis doch, daß das Konzept der thermalstressfreien Verbindung funktioniert. Warum die Dichtigkeit beim Aufheizen zunimmt, konnte nicht definitiv geklärt werden. Es kann jedoch vermutet werden, daß doch Thermalspannungen in dem Bauteil entstehen, die den Anpressdruck an den schrägen Dichtflächen erhöhen. Diese werden jedoch nicht so hoch, daß sie zur Zerstörung des Bauteils führen. Bemerkenswert ist außerdem noch, daß am Ende 6 Heißtests mit den gleichen Bauteilen durchgeführt wurden, ohne das diese merklich an Funktionalität eingebüßt haben. Dies spricht dafür, daß mit dem gewählten Ansatz ein wiederverwendbarer FADS-Einsatz möglich ist, sobald die gefundenen Probleme gelöst sind.

8. Fazit und Ausblick

Im Laufe dieser Arbeit ergaben sich an einigen Stellen Probleme, die im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr gelöst werden konnten. Diese sollen hier kurz angesprochen und mögliche Lösungswege vorgeschlagen werden.

8.1. Montage des Einsatzes an der Hülle

Die Montage des Einsatzes an der Aussenhülle des RFK ist ein großes Problem. Grundsätzlich sind hier zwar Gewindekonzepte denkbar, allerdings ist wie in Kapitel 4.3.1 hier die Sicherung der Verbindung noch ungelöst. Das Gleiche gilt auch für Konzepte mit Klammern und schrägen Kanten. Kurzfristig am vielversprechendsten erscheint hier ein Konzept basierend auf dem Schraubniet des DLR, wie ab Seite 19 beschrieben. Speziell das Konzept des „Schraubniet mit versetzter Druckbohrung“ könnte wohl relativ schnell bis zu einem Testmodell entwickelt werden.

8.2. Die C/C-SiC-Inconel-Verschraubung

Eine Möglichkeit den C/C-SiC-Einsatz mit einem metallischen Rohr zu verbinden wurde ausgearbeitet und die Funktion in Tests bis 1000°C nachgewiesen. Dennoch ist gerade hier noch Verbesserungspotential vorhanden, um die absolute Dichtigkeit der Verbindung zu erhöhen. Zunächst sollten die Einzelteile des Inconelrohres wie der Gewindeaufsatz und der Stopfen über eine Passung auf das Rohr angepasst werden. Beim Schweißen konnte mit den hier genutzten und in Anhang B angegebenen Abmessungen, keine exakte Ausrichtung der Dichtflächen erreicht werden, was von vorneherein die Dichtigkeit negativ beeinflusst. Außerdem sollten nach Möglichkeit nicht der fertige Stopfen und das fertige Gewinde angeschweißt werden, sondern die Kegelfläche und das Gewinde erst nach dem Schweißen gedreht werden. Dadurch kann dann auch der Schweißverzug noch besser ausgeglichen werden. Um die Montage zu vereinfachen und die Dichtigkeit zu erhöhen, wird außerdem eine Überarbeitung der Dichtmutter vorgeschlagen. Hier sollte ein großes Potential bestehen, da resultierend aus den Tests in Kapitel 7, hier eine große Undichtigkeit identifiziert wurde. Anstelle des einfachen Dichtraumes der verwendeten Dichtmutter könnte hier über ein zusätzliches Innengewinde eine weitere Mutter eingeschraubt werden. Diese würde eine Dichtung über eine schräge Kante an den Gewindeaufsatz pressen. Damit könnte auf alle Dichtflächen der Konstruktion eine eigene, definierte Vorspannung aufgebracht werden. Eine Skizze dieses Prinzips ist in Abbildung 8.1 zu sehen. Zusätzlich sollte der Gewindeaufsatz über den kompletten Umfang verschweißt werden. In der vorliegenden Arbeit wurde er nur über einige Schweißpunkte befestigt, weshalb hier auch Gas

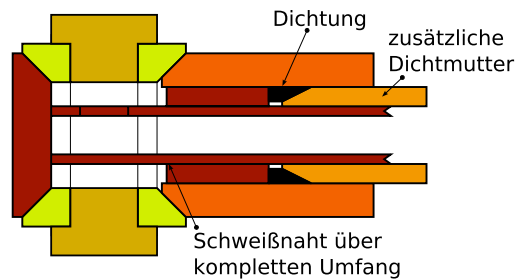


Abbildung 8.1.: Überarbeitetes Konzept der Dichtmutter

unter dem Gewinde entweichen konnte. Ein weiterer Punkt der noch weiter untersucht werden sollte, ist das Anziehdrehmoment, welches mit den hier genutzten SiC-Adaptoren aufgebracht werden kann. Da die Ergebnisse aus Kapitel 7.5 nahelegen, daß entgegen der Theorie doch gewisse Thermalspannungen entstehen, sollten hier Heißtests mit unterschiedlichen Anziehdrehmomenten durchgeführt werden. Wenn diese Tests ergeben sollten, daß mit Adaptoren aus SiC keine ausreichende Dichtigkeit erreicht werden kann, könnte auch noch das Material der Adapter geändert werden. Allerdings ist hierbei darauf zu achten, daß sich für die Dichtflächen nur bei isotropen Werkstoffen die einfache Kegelform ergibt, wohingegen sich bei anisotropen Werkstoffen gekrümmte oder nicht rotationssymmetrische Flächen ergeben (Siehe dazu [15] und [16]). Während der Tests stellte sich außerdem heraus, daß Graphitfolie schon bei den hier auftretenden geringen Drücken von 100-200 mbar kein geeignetes Material ist, da es sehr schnell an Dichtwirkung verliert, weshalb hier stabilere Dichtungsmaterialien gefunden werden sollten. Eine Möglichkeit könnten hier Dichtungen auf Glimmerbasis bieten, die nach [28] unter Luft bis Temperaturen über 900°C stabil sind. Ein Problem könnte hier jedoch das Aufbringen des benötigten Anpressdruckes sein, der eventuell mit SiC-Adaptoren nicht aufgebracht werden kann. Zu guter Letzt ist die Aussagekraft der hier durchgeführten Messungen für die Einsatzfähigkeit als FADS-Sensor für RFK begrenzt, da nur schwierig Aussagen darüber getroffen werden können, wie dicht die Verbindung sein muss, damit der Sensor ausreichend genau funktioniert. Hierfür sind Tests in einem Plasmawindkanal notwendig, bei denen die Drucksensitivität des Sensors überprüft werden kann.

Literaturverzeichnis

- [1] CUNNINGHAM, J. A. ; ROCHELLE, W. C. ; NORMAN, I. ; TING, P. C. ; J., Gallegos J.: Shuttle Entry Air Data System Preflight Testing and Analysis. In: *Journal of Spacecraft and Rockets* 1 (1987), S. 33 – 39
- [2] MUYLAERT, J. ; ET AL: Preparing for atmospheric reentry with expert's help. In: *ESA Bulletin* 114 (2003), S. 42 – 48
- [3] SCHÖTTLE, U: Flugmechanische und aerothermodynamische Grundlagen. In: *Vorlesungsskript: Wiedereintrittsprobleme von Raumflugsystemen*. Institut für Raumfahrtssysteme, Universität Stuttgart, 2005
- [4] AUWETER-KURTZ, M.: Hitzeschutzmaterialien - Bodentestanlagen - Meßverfahren. In: *Vorlesungsskript: Wiedereintrittsprobleme von Raumflugsystemen*. Institut für Raumfahrtssysteme, Universität Stuttgart, 1996
- [5] COBLEIGH, Brent R.: Flush Airdata Sensing (FADS) System Calibration Procedures and Results for Blunt Forebodies / NASA Dryden Flight Research Center, Edwards, California. 1999. – Technical Publication 209012
- [6] HAERING JR., Edward A.: Airdata Measurement and Calibration / NASA Dryden Flight Research Center, Edwards, California. 1995. – Technical Memorandum 104316
- [7] GRACEY, William: *Measurement of Aircraft Speed and Altitude*. NASA Center for AeroSpace Information, 1980 (Reference Publication 1046)
- [8] WHITMORE, Stephen A.: Development of a Pneumatic High-Angle-of-Attack Flush Airdata Sensing (HI-FADS) System / NASA Dryden Flight Research Center, Edwards, California. 1991. – Technical Memorandum 104241
- [9] WHITMORE, Stephen A. ; COBLEIGH, Brent R. ; HAERING, Edward A.: Design and Calibration of the X-33 Flush Airdata Sensing (FADS) System / NASA Dryden Flight Research Center, Edwards, California. 1998. – Technical Memorandum 206540
- [10] REIMER, Thomas ; HALD, Hermann ; WEIHS, Hendrik ; GÜLHAN, Dr. A.: Development of a flush air data system for the nose cap of X-38 / German Aerospace Center, DLR. 2000. – Forschungsbericht
- [11] RÜHLE, F. ; ORTELT, M.: Dynamic Qualification of a new CMC fastener / DLR. 1998. – Final Report

- [12] HALD, Hermann: *Faserkeramiken für heiße Strukturen von Wiedereintrittsfahrzeugen - Simulation, Test und Vergleich mit experimentellen Flugdaten*, Universität Stuttgart, Diss., 2001
- [13] Mubea Tellerfedern Handbuch, <http://www.mubea-tellerfedern.de/>
- [14] TING, Sherman W. H.: *Optimisation of new Ceramic Matrix Composite (CMC) high temperature fastener by a thermo-mechanical FEM stress analysis*, RMIT University, Department of Aerospace Engineering and DLR Stuttgart, Institute of Structures and Design, Bachelor of Engineering, 2001
- [15] BLOSSER, Max L. ; MCWITHEY, Robert R.: Theoretical Basis for Design of Thermal-Stress-Free Fasteners / Langley Research Center; Hampton, Virginia. 1983. – Technical Paper 2226
- [16] BLOSSER, Max L.: Thermal-Stress-Free Fasteners for Joining Orthotropic Materials. In: *AIAA Journal* Volume 27, NO. 4 (1989), S. 472–478
- [17] Special Metals Corporation: *Technical Bulletin: Inconel Alloy 600*. 2004. <http://www.specialmetals.com/>
- [18] BLOSSER, Max L.: Fundamental Modeling and Thermal Performance Issues for Metallic Thermal Protection System Concept. In: *Journal of Spacecraft and Rockets* 41 (2004), S. 195–206
- [19] SINCLAIR, Archibald R. ; ROBINS, Warner A.: A method for the determination of the time lag in pressure measuring systems incorporating capillaries / NACA, Langley Aeronautical Laboratory. 1952. – Technical Note 2793
- [20] FROHN, A.: *Einführung in die Kinetische Gastheorie*. AULA - Verlag, 1988 (2. Auflage)
- [21] PUPP, W. ; HARTMANN, H. K.: *Vakuumtechnik : Grundlagen und Anwendungen*. Carl Hanser Verlag, 1991
- [22] WITHMORE, Stephen A.: Formulation of a general technique for predicting pneumatic attenuation errors in airborne pressure sensing devices / NASA; Ames Research Centre. 1988. – Technical Memorandum 100430
- [23] WHITMORE, Stephen A. ; MOES, Timothy R. ; LARSON, Terry J.: Preliminary Results From a Subsonic High Angle-of-Attack Flush Airdata Sensing (HIFADS) System: Design, Calibration, and Flight Test Evaluation / NASA, Ames Research Center. 1990. – Technical Memorandum 101713
- [24] WHITMORE, Stephen A. ; MOES, Timothy R.: The Effects of Pressure Sensor Acoustics on Airdata Derived from a High-Angle-of-Attack Flush Airdata Sensing (HI-FADS) System / NASA Ames Research Center. 1991. – Technical Memorandum 101736

- [25] DAVIS, Mark C. ; ET AL: Development of a Flush Airdata Sensing System on a Sharp-Nosed Vehicle for Flight at Mach 3 to 8 / NASA Dryden Flight Research Center; Edwards, California. 2000. – Technical Memorandum 209017
- [26] WUTZ, Max ; ADAM, Hermann ; WALCHER, Wilhelm: *Handbuch Vakuumtechnik - Theorie und Praxis*. 6. Auflage. Vieweg, 1997
- [27] WEICHERT, N ; WÜLKER, M: *Messtechnik und Messdatenerfassung*. 1. Auflage. Oldenbourg Verlag, 2000
- [28] Klinger: *Hochtemperatur - Dichtungsmaterial für Temperaturen bis 900°C und höher*. Juli 2005. <http://www.klinger.de>

A. Überprüfung der Hülssenspannung in ANSYS

In Abbildung A.1 ist das in ANSYS erstellte Modell für die Spannungsberechnung bei der Nord-Lock-Sicherung zu sehen. Die Knoten 1 und 2 sind fest, die Knoten 3, 4 und 5 können sich nur in X-Richtung verschieben. Die Freiheitsgrade der Knoten 4 und 5 sind zusätzlich noch gekoppelt, sodaß nur eine gleiche Verschiebung in X-Richtung möglich ist. Mit diesem Modell wurden Vergleichsrechnungen durchgeführt, um die analytische Lösung der Gleichungen (4.3) bis (4.6), auf denen die Ergebnisse in Kapitel 4.3.1 basieren, zu verifizieren. In Tabelle A sind die von Ansys und der Excel-Rechnung gelieferten Kräfte verglichen.

Kraft [N]		Länge Schraube	Querschnitt Hülse	ΔT
ANSYS	EXCEL			
43152	43198	30	445	900
36509	36542	35	445	900
35166	35197	30	291	900
29605	29627	35	291	900
22035	22087	30	445	500
18669	18632	35	445	500
17979	17945	30	291	500
15124	15100	35	291	500

Tabelle A.1.: Vergleich der Kräfte aus ANSYS- und Excelrechnung

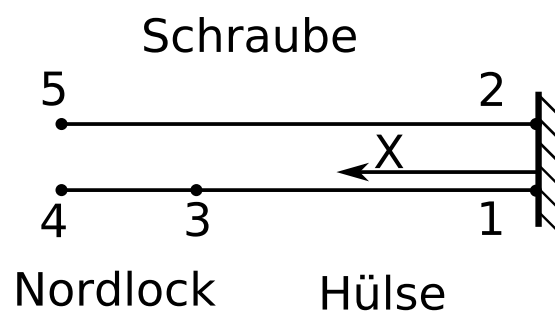
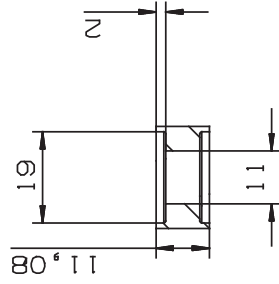
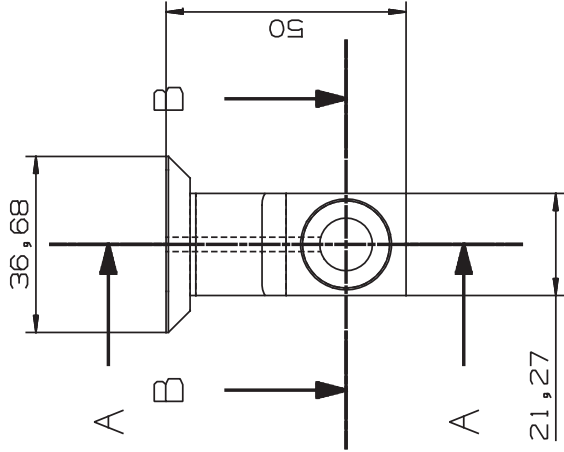
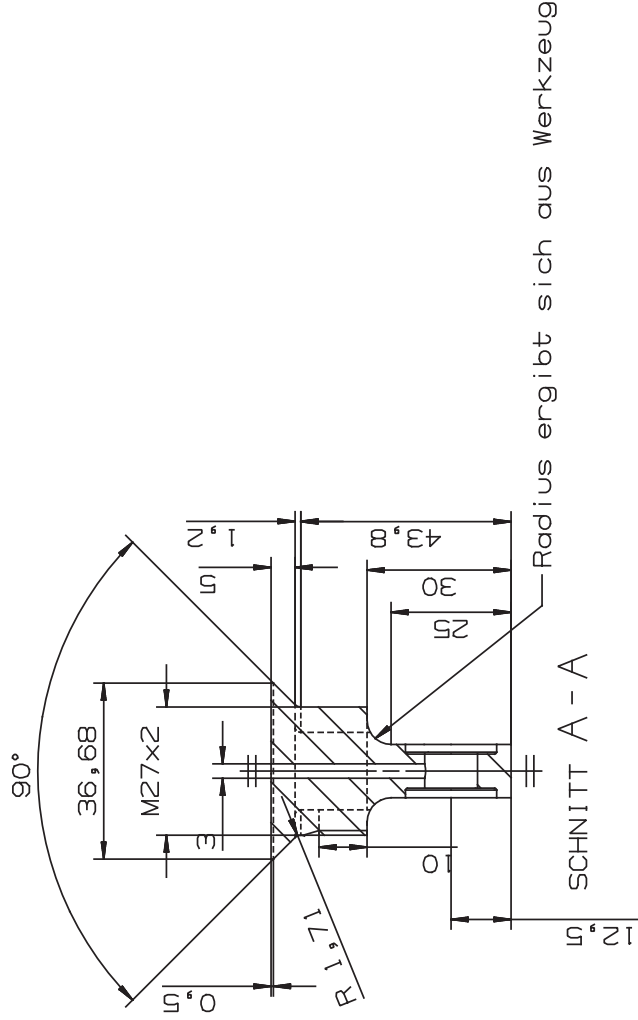


Abbildung A.1.: Skizze des ANSYS-Modells

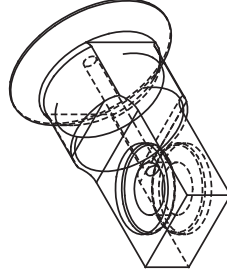
B. Technische Zeichnungen



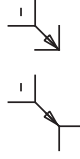
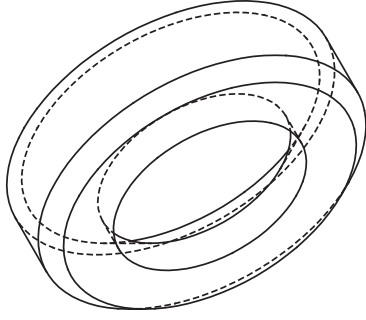
SCHNITT B - B




SCHNITT A - A

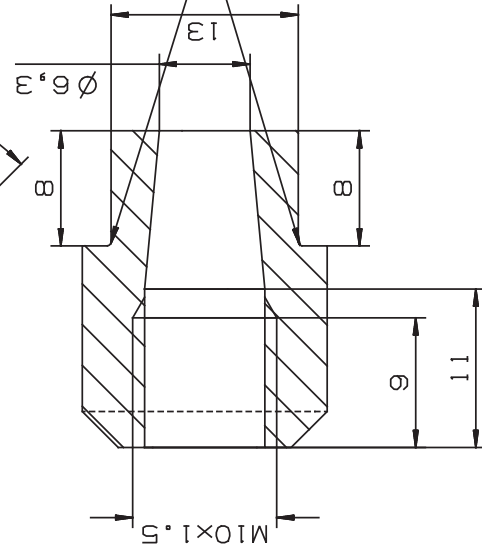
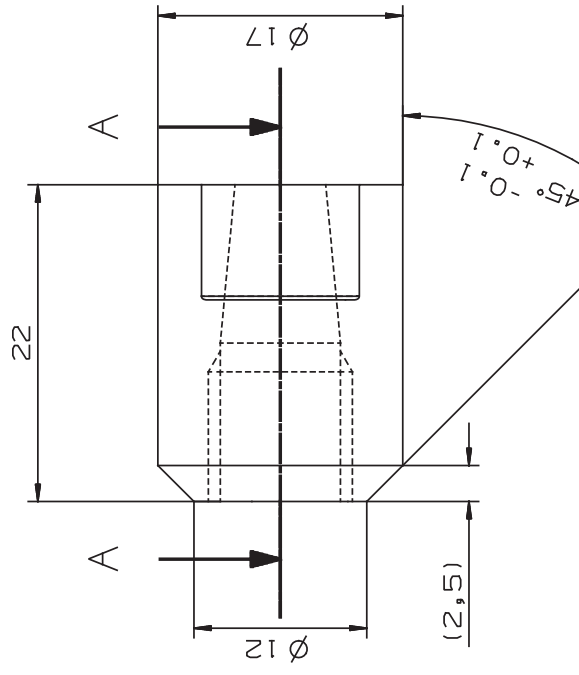


(Verwendungsbereich)				(Zul., Abw.,)		(Oberfl.,)		Massstab 1:1		(Masse)		x	
						</							



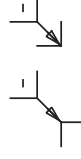
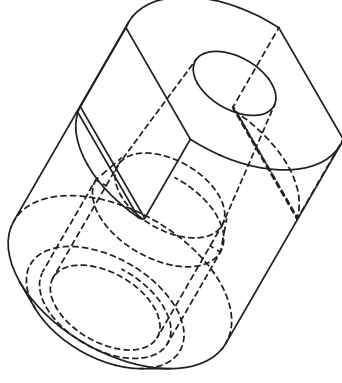
Adapter

(Verwendungsbereich)				(Zul., Now.)	(Oberfl.)	Massstab	4:1	(Masse)	X
Tolerierung ISO 8015				Allgemein- toleranz ISO 2768-mH	Werkst.- Kanten DIN 6784	SiC			
					Datum	Name	(Benennung)		
				Bearb. 27.10.05	M. Seizer				
			Gepr.			Adapter			
			Norm						
						(Zeichnungsnummer)			Blatt
						X			
									
Zust.	Änderung	Datum	Name	(Urspr.)	(Ers. d.)				
					(Ers. f.)				
					B1				

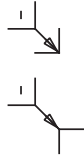
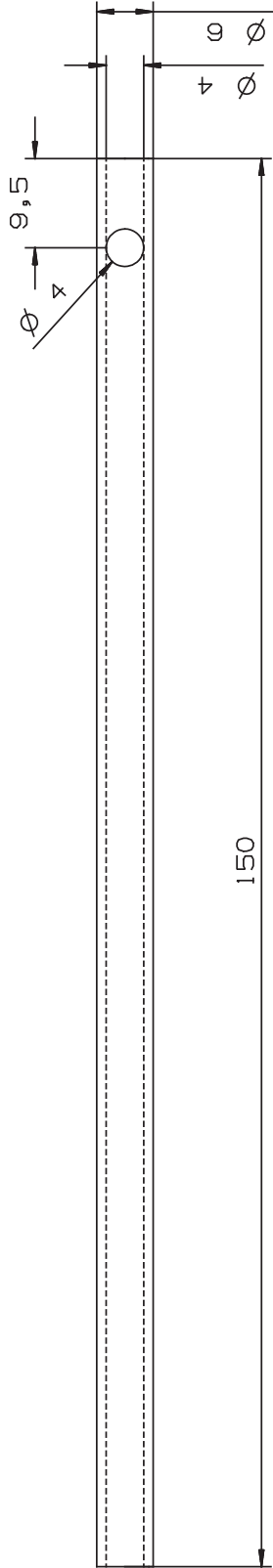


SCHNITT A - A

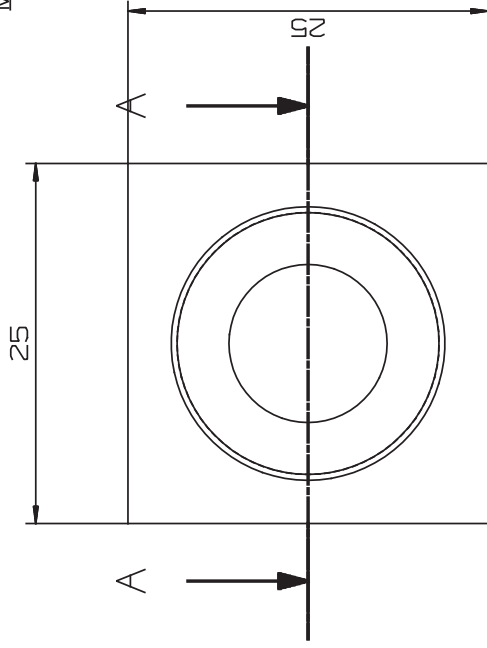
Radius ergibt sich aus Werkzeug



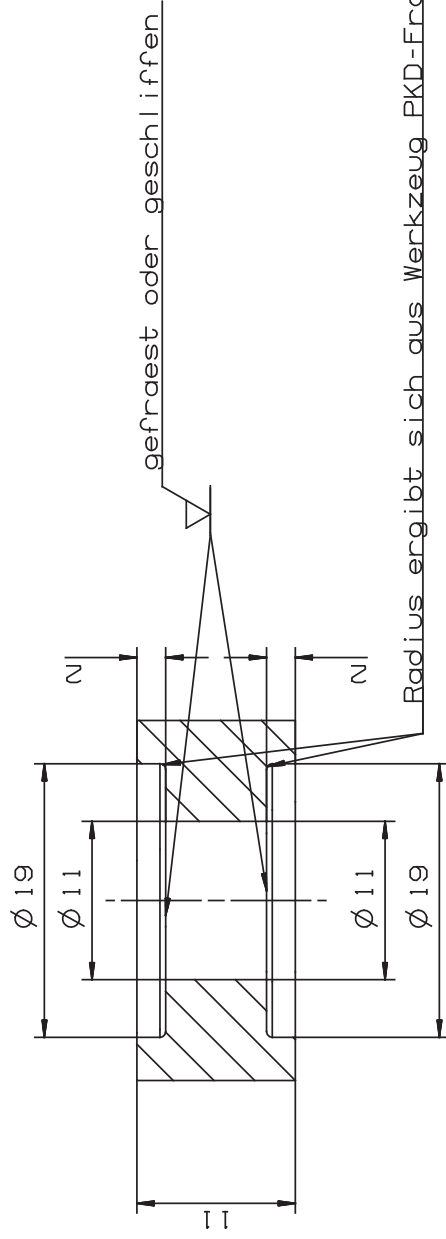
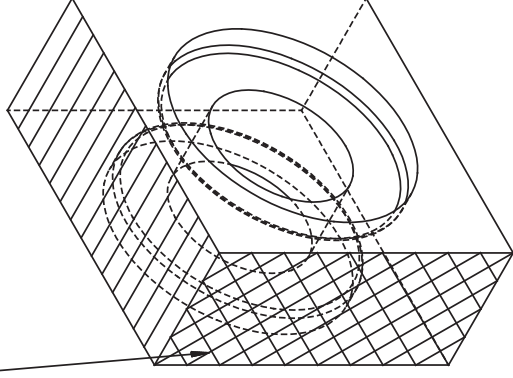
(Verwendungsbereich)	(Zul., Abw.)	(Oberfl.)	Masstab	(Masse)	X
	Allgemeinein- toleranz ISO 2768-PM		Werkst.- Kanten DIN 6784		
Tolerierung ISO 8015				Incone 1600	
		Datum	Name	(Benennung)	
		Bearb. 03.11.05	W. Seizer	Dichtmutter	
		Begr.			
		Norm			
				(Zeichnungsnummer)	
				X	
				Blatt	
Zust.	Änderung	Datum	Name	(Ers.f.)	(Ers.d.)



(Verwendungsbereich)			(Zul., Abw.)	(Oberfl.)	Masstab	2:1	(Masse)	X	
Tolerierung ISO 8015			Allgemein- toleranz ISO 2768-TH	Werkstoff- Kanten DIN 6784	Inconel 1600				
			Datum	Name	(Benennung)				
			Bearb.	27.10.05	M. Seizer	Rohr			
			Gepr.						
			Norm						
						(Zeichnungsnummer)			Blatt
						X			Bl
Zust.	Änderung	Datum	Name	(Urspr.)		(Ers.f.)	(Ers.d.)		




Muster gibt Faserlage an



SCHNITT A - A

Radius ergibt sich aus Werkzeug PKD-Fraeser

(Verwendungsbereich)		(Zul., Now.)	(Oberfl.)	Massstab	3:1	(Masse)	X
Tolerierung ISO 8015		Allgemein- toleranz ISO 2768-PM	Werkst.- Kanten DIN 6784	(Werkstoff) (Rohteil-Nr.) (Model-Nr.)	CSiC		
			Name	(Benennung)			
			Datum				
		Bearb. 03.11.05	M. Seizer	Testrohr			
		Bepr.					
		Norm					
				(Zeichnungsnummer)	Blatt		
				X			
							
Zust.	Änderung	Datum	Name	(Urspr.)	(Ers.f.)	(Ers.d.)	B1

C. Datenblätter

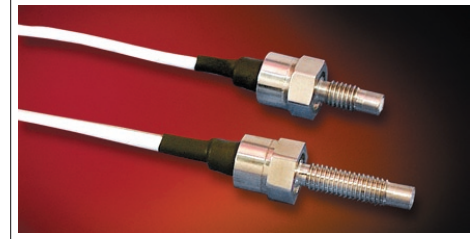


MINIATURE RUGGEDIZED HIGH TEMPERATURE IS[®] PRESSURE TRANSDUCER

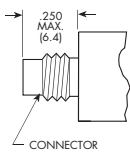
XTE-190 (M) SERIES

- Easy Installation
- High Natural Frequency
- High Temperature Up To 525°F

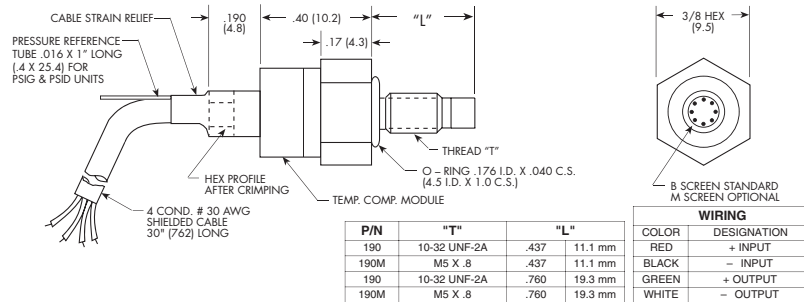
The ruggedness of this sensor has not compromised its performance. It was designed for ease of installation and will operate in temperatures up to 525°F (273°C).



OPTIONAL CONNECTOR VERSION



NOT AVAILABLE ON DIFFERENTIAL UNIT



INPUT	
Pressure Range	0.35 50.7 101.7 253.5 5077 101435 202870 405740 811480
Operational Mode	Absolute, Gage, Sealed Gage, DifferentialAbsolute, Sealed Gage
Over Pressure	2 Times Rated Pressure to a Maximum of 3000 PSI (210 BAR)
Burst Pressure	3 Times Rated Pressure to a Maximum of 5000 PSI (350 BAR)
Pressure Media	All Nonconductive, Noncorrosive Liquids or Gases
Rated Electrical Excitation	10 VDC/AC
Maximum Electrical Excitation	15 VDC/AC
Input Impedance	1000 Ohms (Min.)
OUTPUT	
Output Impedance	1000 Ohms (Nom.)
Full Scale Output (FSO)	100 mV (Nom.)
Residual Unbalance	± 5 mV (Typ.)
Combined Non-Linearity, Hysteresis and Repeatability	± 0.1% FSO BFSL (Typ.) ± 0.5% FSO (Max.)
Resolution	Infinitesimal
Natural Frequency (KHz) (Typ.)	15017524030038055070010001400
Acceleration Sensitivity % FS/g Perpendicular	1.5x10 ⁻³ 1.0x10 ⁻⁵ 5.0x10 ⁻⁴ 3.0x10 ⁻⁴ 1.5x10 ⁻⁴ 1.0x10 ⁻⁴ 6.0x10 ⁻⁵ 4.5x10 ⁻⁵ 2.0x10 ⁻⁵
Acceleration Sensitivity % FS/g Transverse	2.2x10 ⁻⁴ 1.4x10 ⁻⁴ 6.0x10 ⁻⁵ 4.0x10 ⁻⁵ 2.0x10 ⁻⁵ 9.0x10 ⁻⁵ 6.0x10 ⁻⁶ 3.0x10 ⁻⁶ 3.0x10 ⁻⁶
Insulation Resistance	100 Megohm Min. at 50 VDC
ENVIRONMENTAL	
Operating Temperature Range	-65° F to +525° F (-55° C to +273° C)
Compensated Temperature Range	+80° F to +450° F (+25° C to +232° C)
Thermal Zero Shift	± 1% FS/100° F (Typ.)
Thermal Sensitivity Shift	± 1% FS/100° F (Typ.)
Steady Acceleration	10,000g. (Max.)
Linear Vibration	10-2,000 Hz Sine, 100g. Max.
PHYSICAL	
Electrical Connection	4 Conductor 30 AWG Shielded Cable 30" Long
Weight	4 Grams (Nom.) Excluding Cable
Sensing Principle	Fully Active Four Arm Wheatstone Bridge Dielectrically Isolated Silicon on Silicon
Mounting Torque	15 Inch-Pounds (Max.)

Note: Custom pressure ranges, accuracies and mechanical configurations available. Dimensions are in inches. Dimensions in parenthesis are in millimeters. Continuous development and refinement of our products may result in specification changes without notice - all dimensions nominal. (A)

KULITE SEMICONDUCTOR PRODUCTS, INC. • One Willow Tree Road • Leonia, New Jersey 07605 • Tel: 201 461-0900 • Fax: 201 461-0990 • <http://www.kulite.com>



Calibration and Controls

Calibration

The THERMOCOAX thermocouples are in conformity with the internationally accepted tolerances as to their electromotive force versus temperature: IEC-584.2

For types K, J and E, they are:

- $\pm 2.5^\circ$ up to 333°C
- $\pm 0.75\%$ over 333°C .

Limit of validity of these tolerances:

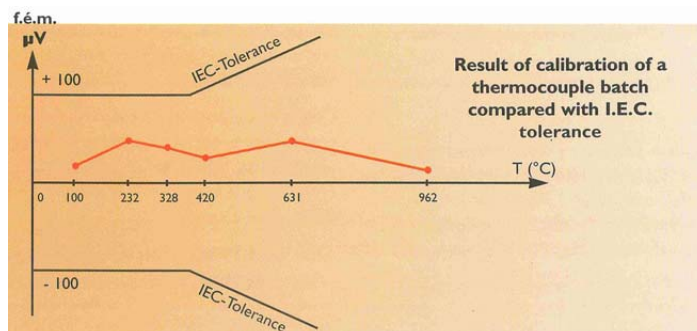
- K (Nickel-Chrome – Nickel alloy): 1200°C
- J (Iron-Constantan®): 750°C
- E (Nickel-Chrome-Constantan®): 900°C .

The Nickel-Chrome-Nickel alloy thermocouples can be supplied within the Class 1 of IEC-584-2, the tolerances are then:

- $\pm 1.5^\circ\text{C}$ up to 375°C ,
- $\pm 0.4\%$ from 375 up to 1000°C .

These closer tolerances are generally achieved for thermocouples with special diameter and nature (ask for information about availability).

This is also a possibility of supplying individually calibrated thermocouples.

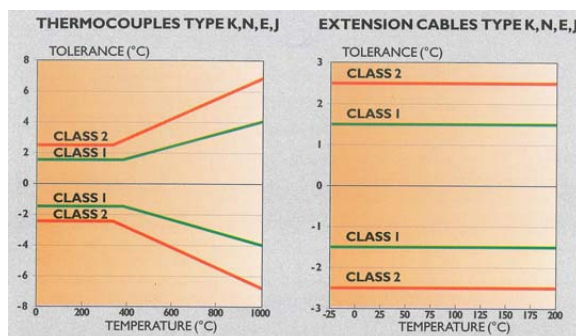


The calibration is made by means of the method of fixed points:

- 231.928°C
freezing point of tin,
- 327.46°C
freezing point of lead,
- 419.527°C
freezing point of zinc,
- 630.62°C
freezing point of antimony,
- 961.78°C
freezing point of silver.

When a large number of thermocouples have to be calibrated, the rather time consuming method of fixed points can be replaced by the comparison method. For this comparison, a calibrated thermocouple of the same batch is used as a standard.

- -45°C up to 80°C
liquid water bath,
- 0°C
ice point,
- 80°C up to 250°C
oil liquid bath
- $+100^\circ\text{C}$
boiling point of water,
- $+150^\circ\text{C}$ up to 500°C
liquid salt bath,
- $+500^\circ\text{C}$ up to 1300°C
calibration oven.



Which thermocouple to choose

14.2 Universal Eingangsmodul und DCV/TC/DI Modul

Meßgenauigkeit, Genauigkeit und Auflösung

Die unten gemachten Angaben gelten bei folgenden Bedingungen:

Umgebungstemperatur: $23 \pm 2^\circ\text{C}$; Luftfeuchte: $55 \pm 10\%$ r.F.; Stromversorgung: 90 bis 250 VAC; Netzfrequenz: $50/60\text{ Hz} \pm 1\%$; Aufwärmzeit mindestens 30 Minuten; Vibrationen und andere Einflüsse müssen vernachlässigbar bleiben.

Die RTD Meßbereiche sind bei den Modulen mit DCV/TC/DI Eingängen nicht verfügbar.

Eingang	Type	Meßwerte (digitale Anzeige)		Maximale Auflösung
		Meßbereich	Meßgenauigkeit	
DC Spannung	20 mV	-20.000 bis 20.000mV	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 5\text{digits})$	1V
	60 mV	-60.00 bis 60.00mV	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 2\text{digits})$	10 V
	200 mV	-200.00 bis 200.00mV	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 2\text{digits})$	10 V
	2 V	-2.0000 bis 2.0000V	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 2\text{digits})$	100 V
	6 V	-6.000 bis 6.000V	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 2\text{digits})$	1 mV
	20 V	-20.000 bis 20.000V	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 2\text{digits})$	1 mV
	50 V	-50.00 bis 50.00V	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 2\text{digits})$	10 mV
TC (Beachten Sie, daß die Toleranz der Vergleichsstelle nicht enthalten ist.)	R *1	0.0 bis 1760.0°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 1^\circ\text{C})$ Für Type R, S gilt 0 bis 100°C: $\pm 3.7^\circ\text{C}$ 100 bis 300°C: $\pm 1.5^\circ\text{C}$	0.1°C°
	S *1	0.0 bis 1760.0°C	Type B 400 bis 600°C: $\pm 2^\circ\text{C}$; Genauigkeit kleiner 400°C ist nicht spezifiziert.	
	B *1	0.0 bis 1820.0°C		
	K *1	-200.0 bis 1370.0°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.7^\circ\text{C})$ Type K -200 bis -100°C: $\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 1^\circ\text{C})$	
	E *1	-200.0 bis 800.0°C	$\pm(0.05\% \text{ of rdg} + 0.5^\circ\text{C})$	
	J *1	-200.0 bis 1100.0°C	Type J und L -200 bis -100°C: $\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.7^\circ\text{C})$	
	T *1	-200.0 bis 400.0°C		
	L *2	-200.0 bis 900.0°C		
	U *2	-200.0 bis 400.0°C		
	N *3	0.0 bis 1300.0°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.7^\circ\text{C})$	
	W *4	0.0 bis 2315.0°C	$(0.05\% \text{ d. Anz.} + 1^\circ\text{C})$	
	K PvsAu7Fe	0.0 bis 300.0K	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.7\text{K})$	0.1K
RTD	Pt100 (1mA) *5	-200.0 bis 600.0°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.3^\circ\text{C})$	0.1°C°
	Pt100 (2mA) *5	-200.0 bis 250.0°C		
	JPt100 (1mA) *5	-200.0 bis 550.0°C		
	JPt100 (2mA) *5	-200.0 bis 250.0°C		
	Pt50 (2mA) *5	-200.0 bis 550.0°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.3^\circ\text{C})$	
	Ni100 (1mA) *6	-200.0 bis 250.0°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.3^\circ\text{C})$	
	SAMA			
	Ni100 (1mA) DIN *6	-60.0 bis 180.0°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.3^\circ\text{C})$	0.1K
	Ni120 (1mA) *7	-70.0 bis 200.0°C		
	J263*B	0.0 bis 300.0K	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.3\text{K})$	
	Cu10 GE *8	-200.0 bis 300.0°C	$\pm(0.2\% \text{ d. Anz.} + 0.7^\circ\text{C})$	
	Cu10 L&N *8			
	Cu10 WEED *8			
	Cu10 BAILEY *8			
RTD, hochauflösend	Pt100 (1mA) *5	-140.00 bis 150.00°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.3^\circ\text{C})$	0.01°C°
	Pt100 (2mA) *5	-70.00 bis 70.00°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.3^\circ\text{C})$	
	JPt100 (1mA) *5	-140.00 bis 150.00°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.3^\circ\text{C})$	
	JPt100 (2mA) *5	-70.00 bis 70.00°C	$\pm(0.05\% \text{ d. Anz.} + 0.3^\circ\text{C})$	
Kontakt/TTL	Spannungseingang	Aus: Spannung kleiner als 2.4 V. Ein: Spannung größer als 2.4 V. (TTL)		
	Kontakteingang	Kontakt Ein/Aus		

*1 : R,S,B,K,E,J,T:ANSI,IEC 584,DIN IEC 584,JIS C 1602-1981

*2 : L:Fe-CuNi,DIN43710,U:Cu-CuNi,DIN 43710

*6 : SAMA/DIN

*7 : McGRW EDISON COMPANY